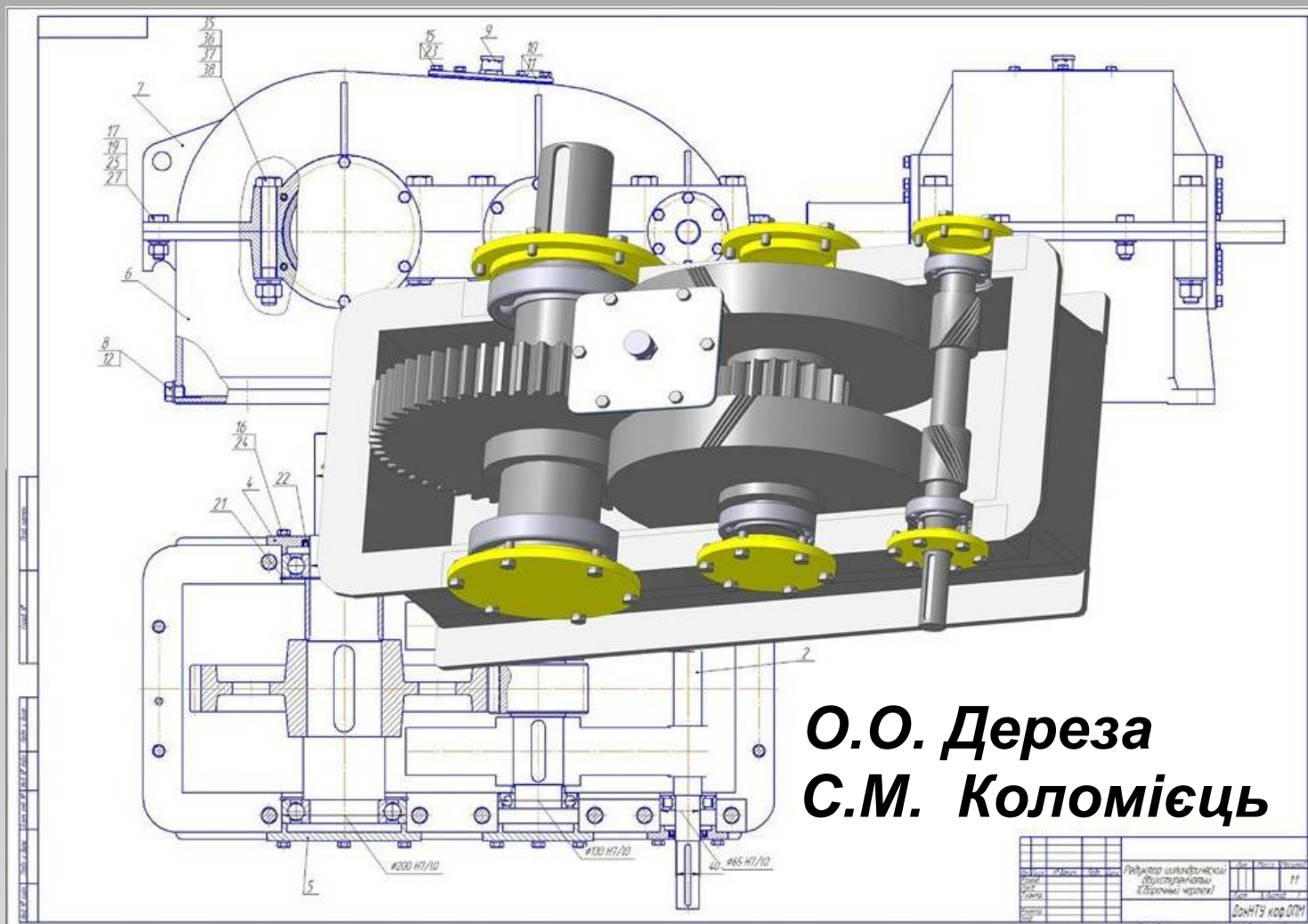




ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА ТРАНСПОРТЕРА В САПР КОМПАС

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ
з інженерної механіки (деталей машин)



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

О. О. Дереза, С. М. Коломієць

ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА
ТРАНСПОРТЕРА В САПР КОМПАС

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ
з інженерної механіки (деталей машин)

Навчальний посібник

Мелітополь
2019

УДК 62-23(076)
Д36

Рекомендовано

Вченою радою Таврійського державного агротехнологічного
університету імені Дмитра Моторного як навчальний посібник
для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»

Рецензенти:

В. С. Єремєєв – доктор технічних наук, професор (Мелітопольський державний педагогічний університет імені Богдана Хмельницького, професор кафедри інформатики і кібернетики)

О. М. Леженкін – доктор технічних наук, професор (Таврійський державний агротехнологічний університет, професор кафедри технічної механіки)

Дереза О. О.

Д36 Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць; Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 197с.

Зміст видання відповідає освітньо-професійній програмі підготовки бакалаврів зі спеціальностей: 122 «Комп'ютерні науки», 113 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія» та програмі дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)».

У навчальному посібнику наведено методи проектування двоступіневих зубчастих редукторів з використанням традиційних розрахункових і сучасних засобів, зокрема комп'ютерної програми тривимірного моделювання КОМПАС компанії АСКОН. Призначений для самостійної підготовки студентів до курсового проектування з курсу «Інженерна механіка (ДМ)».

УДК 62-23(076)

© О. О. Дереза, С. М. Коломієць

© ТДАТУ, 2019

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗМІСТ, ОФОРМЛЕННЯ ТА ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	8
1.1 Завдання на курсовий проект	10
1.2 Вибір схеми компоновання і визначення передаточного числа привода транспортера	12
1.3 Використання обчислювальних засобів	13
2 КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.....	14
2.1 Загальний коефіцієнт корисної дії привода	14
2.2 Вибір електродвигуна	15
2.3 Загальне передаточне число привода	17
2.4 Розподіл передаточного числа привода на ступіні	17
2.5 Визначення передаточного числа редуктора	19
2.6 Частота обертання та кутові швидкості валів привода.....	19
2.7 Потужності на валах привода.....	20
2.8 Обертаючі моменти на валах привода.....	20
Питання для самоконтролю.....	21
Приклад розрахунку	22
3 РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ	27
3.1 Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс	27
3.2 Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах.....	29
3.2.1 Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження	29
3.2.2 Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах.....	30
3.2.3 Визначення коефіцієнтів навантаження зубчастих коліс	31
3.3 Розрахунок параметрів циліндричної зубчастої передачі	32
3.3.1 Визначення міжосьової відстані в зубчастій передачі.....	32
3.3.2 Визначення модуля зубчастих коліс	33
3.3.3 Визначення кута нахилу зубця (у косозубих передачах)	34
3.3.4 Визначення числа зубців у колесах	34

3.3.5	Визначення діаметрів зубчастих коліс	36
3.3.6	Визначення ширини колеса і шестірні	36
3.3.7	Визначення сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс	37
3.3.8	Перевірка передачі на контактну міцність	38
3.3.9	Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість	39
3.3.10	Визначення консольних сил	40
	Питання для самоконтролю	41
	Приклад розрахунку	42
4	РОЗРАХУНКИ ВАЛІВ	48
4.1	Орієнтовний розрахунок валів	48
4.2	Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора	48
4.3	Розрахунок вала на статичну міцність	52
4.3.1	Рекомендації до побудови епюр	52
4.3.2	Побудова епюр згинальних і обертаючих моментів на валах	54
4.3.3	Визначення сумарної величини згинального моменту	58
4.3.4	Визначення величини еквівалентного моменту	58
4.3.5	Визначення діаметрів вала в небезпечних перерізах	58
4.4	Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань	59
4.5	Розрахунок вихідних кінців валів редуктора	60
	Питання для самоконтролю	62
	Приклад розрахунку	63
5	ВИБІР ПІДШИПНИКІВ І ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ВАЛІВ У СКЛАДЕНОМУ ВИГЛЯДІ	65
5.1	Типи підшипників кочення та їхні позначення	66
5.2	Особливості компонування валів циліндричних редукторів	67
5.3	Побудова тривимірної моделі вала	68
5.4	Вибір підшипників	71
5.5	Розрахунок підшипників при дії радіального навантаження	71
5.6	Розрахунок підшипників при дії радіального і осьового навантажень	74

5.7 Редагування розмірів валів і місць монтування підшипників на валах	75
Питання для самоконтролю	76
6 ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС, КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ І РЕДУКТОРА	78
6.1 Побудова зубчастих коліс циліндричної передачі за допомогою модуля КОМПАС 2D	78
6.2 Побудова 3D-моделі зубчастого зачеплення	97
6.3 Побудова 3D-моделей корпусних деталей	102
6.4 Компонування 3D-моделі редуктора	111
6.5 Побудова 3D-моделей інших деталей	112
6.6 Встановлення стандартних кріпильних деталей та ущільнень	116
6.7 Перевірочний розрахунок роз'ємних з'єднань	118
Питання для самоконтролю	120
7 ВИКОНАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНИКІВ РЕДУКТОРА І ЙОГО СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ	122
7.1 Створення креслеників	122
7.1.1 Нанесення розмірів і створення списку технічних умов на кресленику	130
7.1.2 Вибір допусків на розміри спряжень деталей	132
7.1.3 Наведення технічної характеристики виробу та списку технічних вимог до складальних і робочих креслеників	133
7.2 Рекомендації до застосування мастила для редуктора	137
7.3 Розстановка позицій складальних одиниць і деталей	138
7.4 Заповнення основного напису складального кресленика	139
7.5 Створення специфікації редуктора і складальних одиниць	141
Питання для самоконтролю	146
8 ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	149
8.1 Основні правила оформлення робочого кресленика	149
8.2 Розрахунок допусків форми і розташування поверхонь деталей	153
Питання для самоконтролю	156

9 СКЛАДАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	158
9.1 Рекомендований зміст пояснювальної записки	158
9.2 Оформлення пояснювальної записки.....	161
Питання для самоконтролю.....	166
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	168
Додаток А – Варіанти компоновання двоступіневих редукторів	171
Додаток Б – ККД механічних передач	174
Додаток В – Електродвигуни закриті з обдувом серії 4А	175
Додаток Г – Передаточні числа редукторів і передач	176
Додаток Д – Вибір матеріалу для виготовлення зубчастих коліс	177
Додаток Ж – Коефіцієнти відносної ширини колеса	180
Додаток З – Параметри зубчастих передач. Витяги з Держстандартів.....	181
Додаток К – Коефіцієнти для розрахунку зубчастих передач	182
Додаток Л – Результати розрахунку зубчастих передач	186
Додаток М – Посадки основних деталей передач.....	188
Додаток Н – Приклади оформлення аркушів пояснювальної	189
Додаток О – Приклади оформлення робочих креслеників записки	192

ВСТУП

Курсовий проект з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)» є самостійною інженерною роботою студентів. У цьому навчальному посібнику розглядаються приклади проектування приводів загального призначення з двоступеневим зубчастим циліндричним редуктором. Знайомство на цих прикладах з принципами, правилами і прийомами проектування полегшує студентам набуття практичного досвіду в проектуванні і сприяє успішному виконанню курсового проекту.

У навчальному посібнику наведено завдання до курсового проекту з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)», призначене для студентів немеханічних спеціальностей, і всі необхідні матеріали для його виконання.

Для полегшення роботи студентів у даному методичному посібнику порядок виконання розділу супроводжується прикладом розрахунку з підстановкою конкретних числових даних і аналізом одержаних результатів.

У той же час ця допомога передбачає опрацювання студентами розділів теоретичного курсу за підручниками і використання інших навчальних посібників для відповідей на окремі питання, які можуть виникнути в процесі проектування.

Значна частина часу, відведеного на виконання курсового проекту, витрачається на оформлення конструкторської документації, яка відповідає вимогам ЄСКД. Застосування системи КОМПАС-3D дозволяє зберегти строки і підвищити якість оформлення конструкторської документації.

У навчальному посібнику викладено порядок побудови електронних креслень циліндричного, черв'ячного і конічного зубчастих редукторів і специфікації в системі КОМПАС-3D. Наведено приклади оформлення креслень загального виду привода, складальних креслень і робочих креслень деталей різних типів зубчастих редукторів.

Додатки методичних вказівок містять всі довідкові дані, що необхідні для вибору і розрахунків параметрів привода.

Посібник підготували кандидат технічних наук, доцент О.О.Дережа та кандидат технічних наук, доцент С.М. Коломієць.

1 ЗМІСТ, ОФОРМЛЕННЯ ТА ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Мета розділу – ознайомити студента з основними засобами виконання курсового проекту на тему «Проект привода транспортера» (в межах вивчення дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)») та застосування для цього системи тривимірного твердотілого моделювання КОМПАС.

Курсовий проект з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)» складається з графічної частини, яка оформляється на 3 аркушах формату А1 (594×840(мм)), і розрахунково-пояснювальної записки.

Аркуш 1 – креслення загального виду (ВО) редуктора, що виконується в двох проекціях. Креслення загального виду повинно виконуватися відповідно до ГОСТ 2.109-73 і містити необхідні види, розрізи і перетини, що дають повну уяву про пристрій, взаємодію складових частин редуктора, збирання і регулювання.

Аркуш 2 – робочі креслення форматом деталей редуктора: корпус редуктора А2 (594×420(мм)), вал, зубчасте колесо А3 (420×297(мм)).

Аркуш 3 – складальне креслення привода (СБ), що містить фронтальну проекцію приводного пристрою, що складається з двигуна, муфти (пасової передачі) і редуктора, встановлених на рамі (плиті), і розмітку отворів на рамі під болти для кріплення на ній редуктора і двигуна, і її до фундаменту.

Поданий на захист курсовий проект повинен включати такі компоненти:

а) файли тривимірних моделей усіх деталей та складальних одиниць, що входять в електронну модель спроектованого редуктора у відповідних форматах програмного середовища КОМПАС;

б) креслярську документацію (паперову версію) на двох аркушах формату А1 або відповідну за площею, якщо її

виконано в інших форматах (A3 чи A2), у тому числі зображення: на аркуші 1 – редуктора, складальний кресленик формату A1; на аркуші 2 – робочий кресленик корпусу формату A2; робочий кресленик вала формату A3; робочий кресленик зубчастого колеса формату A3.

в) файли двовимірних креслень усіх деталей і складальних одиниць, зображених на паперових аркушах креслярської документації та побудованих у параметричному зв'язку з відповідними тривимірними моделями програми КОМПАС, а також файли для друку із порушеним параметричним зв'язком;

г) електронну версію пояснювальної записки (у файлі) текстового формату, а також віддруковану (і переплетену) на папері формату A4;

д) електронну версію специфікації редуктора в складеному вигляді та окремих його елементів у файлі формату специфікації програми КОМПАС, а також друковану версію на аркушах формату A4.

Електронні моделі деталей мають бути виконані за ДСТУ 2.052-2006 (Електронна модель виробу. Загальні документи), а складальних одиниць – за ДСТУ 2.053-2006 (Електронна структура виробу. Загальні положення).

1.1 Завдання на курсовий проект

Кожен студент отримує від викладача власний варіант технічного завдання на курсове проектування з компоновальною схемою та режимом навантаження. У складі завдання – показники технічних вимог до виробу, які мають бути враховані в процесі проектування привода транспортера.

Щоб спроектувати привод транспортера з табл. 1.1 потрібно вибрати його параметри відповідно до варіанта, наведеного у таблиці.

Таблиця 1.1 – Варіанти вихідних даних до курсового проекту з дисципліни «Інженерна механіка (деталі машин)» на тему: «Проект привода транспортера»

№ варіанта	Зубці*		Початкові дані на веденому валі		Синхронна частота обертання електродвигуна n_c , об/хв.	Строк служби привода t , р.	Число робочих змін K	Перевантаження Π , %
	перша ступінь	друга ступінь	Потужність P , кВт	Кутова швидкість ω , рад/с				
1	К	П	1,8	4,0	1000	4	3	140
2	К	П	3,5	8,0	1500	5	2	130
3	К	П	3,0	6,0	1500	2	3	160
4	К	П	3,1	5,6	1500	4	2	125
5	К	П	3,6	9,1	1500	5	2	130
6	К	П	4,0	3,6	3000	5	1	150
7	К	П	4,2	8,0	3000	4	3	120
8	К	П	4,3	5,5	1000	6	2	145
9	К	П	4,7	6,8	3000	4	2	140
10	К	П	5,0	3,2	1500	4	2	130
11	К	П	5,5	4,8	1500	6	3	145
12	К	П	5,9	7,0	3000	4	2	110
13	К	П	6,6	6,1	750	5	2	130
14	К	П	2,0	3,8	1000	5	2	130
15	К	П	2,8	3,6	1000	7	2	120

* К – зубці косі ($HV_1 > 350$), П – зубці прямі ($HV_1 > 350$)

Режим навантаження привода транспортера наведено на діаграмі (рис. 1.1), а значення параметрів навантаження обирають з табл. 1.2 відповідно до варіанта завдання.

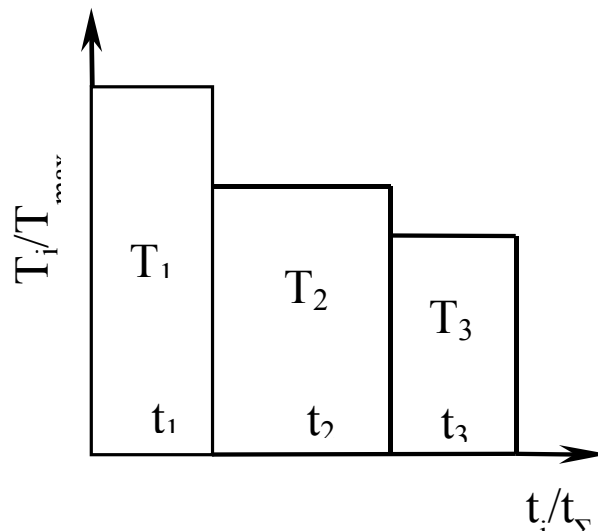


Рисунок 1.1 – Діаграма навантаження привода транспортера

Таблиця 1.2 – Значення параметрів навантаження привода транспортера

Варіант	Параметри режиму навантаження					
	T_1	t_1	T_2	t_2	T_3	t_3
1	0,9	0,2	0,8	0,4	0,5	0,4
2	1,0	0,1	0,7	0,5	0,6	0,4
3	0,9	0,3	0,8	0,2	0,5	0,5
4	1,0	0,2	0,7	0,4	0,6	0,4
5	0,9	0,1	0,8	0,6	0,5	0,3
6	1,0	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4
7	0,9	0,5	0,8	0,2	0,5	0,3
8	1,0	0,6	0,7	0,2	0,6	0,2
9	0,9	0,7	0,8	0,1	0,5	0,2
10	1,0	0,8	0,7	0,1	0,6	0,1
11	0,9	0,6	0,8	0,3	0,5	0,1
12	1,0	0,5	0,7	0,3	0,6	0,2
13	0,9	0,8	0,8	0,1	0,5	0,1
14	1,0	0,6	0,7	0,1	0,6	0,3
15	0,9	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3
25	0,9	0,5	0,8	0,2	0,5	0,3

1.2 Вибір схеми компоновання і визначення передаточного числа привода транспортера

Перед початком проектування привода транспортера передусім визначають хоча б орієнтовно варіант його компоновальної схеми (Додаток А). У цій схемі необхідно вибрати:

- яким має бути редуктор, вертикальним чи горизонтальним;
- спосіб виготовлення його корпусу (лиття чи зварювання);
- положення площини рознімного з'єднання;
- вид підшипникових вузлів і тип підшипників на кожному з валів;
- тип ущільнень і спосіб фіксації валів від поздовжніх переміщень;
- тип мастила зубчастих передач;
- вид маслопоказчика, сапуна і оглядового вікна;
- спосіб установки редуктора на основі;
- тип вихідних кінців валів (циліндричні або конічні).

Варіант компоновальної схеми привода представлено на рисунку 1.2.

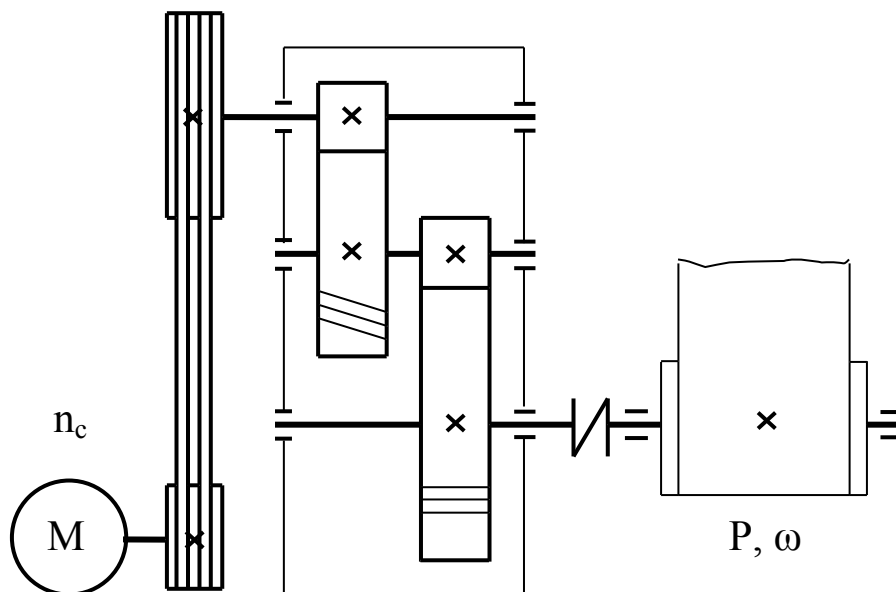


Рисунок 1.2 – Варіант компоновальної схеми привода транспортера

Автор повинен обдумати потрібну кількість і розташування видів, перерізів, розрізів у документах; правильно проставити розміри та допуски, посадки, шорсткість; розробити технічні вимоги до правильного виготовлення деталей, складання редуктора та його вузлів. Точність обчислень найчастіше обмежується трьома цифрами після коми (якщо інше не позначено в тексті). Числові параметри для розрахунку зубчастих коліс або валів, узяті з таблиць, слід розраховувати з використанням методів лінійної інтер- та екстраполяції.

1.3 Використання обчислювальних засобів

Розрахунки зубчастих передач, валів, підшипників і т.і., за традиційною методикою можна вести на калькуляторі, у тому числі і на вбудованих калькуляторах Windows та КОМПАС (обидва мають наукові функції). Але найзручніше це робити в спеціалізованих програмах, наприклад, MatCad, Wolfram Mathematica і навіть Microsoft Excel, коли є можливість редагувати вже «набраний» розрахунок, змінювати початкові дані або вибирати інші коефіцієнти в разі отримання незадовільних результатів попередньої спроби розрахунку. У цьому випадку для уникнення в тексті розрахункової програми повторень однойменних позначень першої і другої ступіней редуктора до них додають індекс кожної (**ш** або **т** – швидкохідна або тихохідна).

2 КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

2.1 Загальний коефіцієнт корисної дії привода

Загальне значення к.к.д. привода обчислюється таким чином

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{гз}} \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \eta_{\text{шп}} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (2.1)$$

де $\eta_{\text{гз}}$ – к.к.д. передачі гнучким зв'язком;

$\eta_{\text{з}}$ – к.к.д. зубчастої передачі;

$\eta_{\text{шп}}$ – к.к.д. пари підшипників;

$\eta_{\text{м}}$ – к.к.д. з'єднувальної муфти.

Середні значення к.к.д. передач різних типів з урахуванням втрат в опорах валів на підшипниках кочення наведено у додатку Б.

2.2 Вибір електродвигуна

Вибір типу електродвигуна провадиться з урахуванням умов роботи привода. При виконанні курсового проекту рекомендується вибирати трифазні асинхронні двигуни серії 4А, які характеризуються простотою конструкції, невеликою вартістю та високою експлуатаційною надійністю.

Електродвигун, який буде приводити в рух вхідний вал редуктора, вибирають з числа трифазних асинхронних, які найчастіше використовують з редукторами будь-якого призначення. Можна також скористатися 2D-ресурсом системи КОМПАС – «Бібліотека електродвигателів» і вибрати в її меню тип двигуна: двигуни «Переменного тока трехфазные», а згодом опцію «Асинхронные общего применения» (це треба робити у відкритому файлі програми КОМПАС типу «Чертеж» або «Фрагмент»). Параметри двигунів найпоширенішої серії 4А наведено у додатку В.

Під час вибору двигуна потрібно пам'ятати, що його завищена потужність призводить до зростання реактивного опору в електромережі й знижує значення $\cos \varphi$. Водночас

допустиме перевантаження електродвигуна становить від 5 до 8% за його постійної величини та в межах 10...12 % від номінальної при змінних навантаженнях. Відповідну модель вибирають з довідкової літератури за номінальною потужністю двигуна і синхронною частотою обертання його вала або з бібліотеки КОМПАС (рис. 2.1).

Після цього в пояснювальну записку заносять такі характеристики електродвигуна:

- позначення;
- номінальну потужність, кВт;
- синхронну частоту обертання вала, хв^{-1} ;
- відношення пускового моменту до номінального;
- габаритні розміри, мм;
- тип, діаметр і довжину вихідного кінця вала (якщо наведені), мм;
- точну (асинхронну) частоту обертання n_1 , яку знаходять, наприклад, у колонці «Точная частота вращения» бібліотеки електродвигунів програми КОМПАС чи у додатку В.

Ескіз електродвигуна з основними розмірами подають у пояснювальній записці, як це, наприклад, показано на рисунку 2.2 для двигуна АИР56А4, потужністю 12 кВт, синхронною частотою 1500 хв^{-1} , масою 3,5 кг. Будь-який ескіз у системі КОМПАС зручно виконувати, використовуючи файл типу «Фрагмент», а потім «вставляти» його в пояснювальну записку.

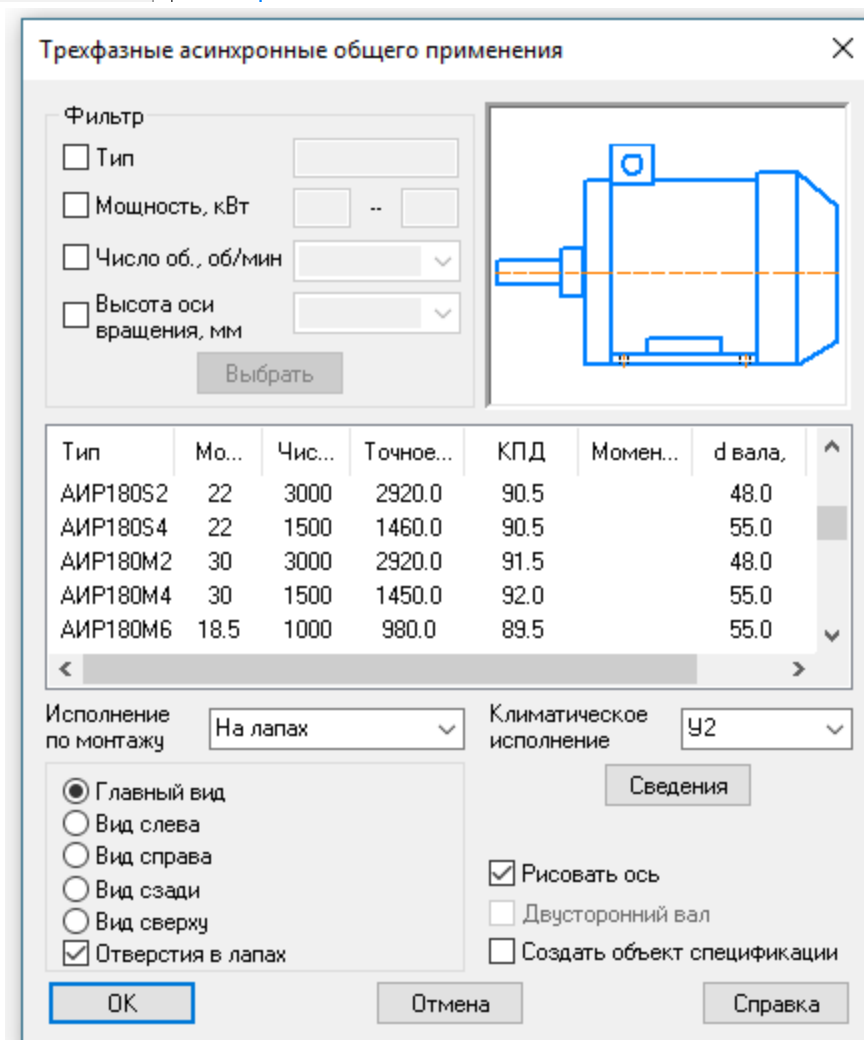
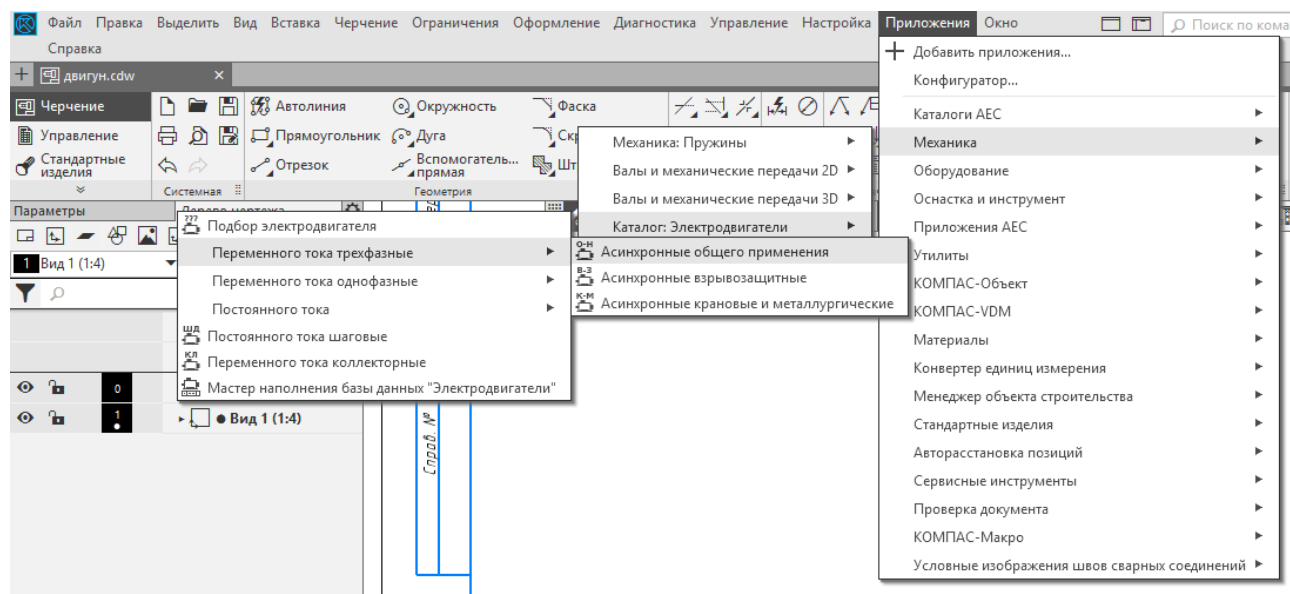


Рисунок 2.1 – Вибір двигуна

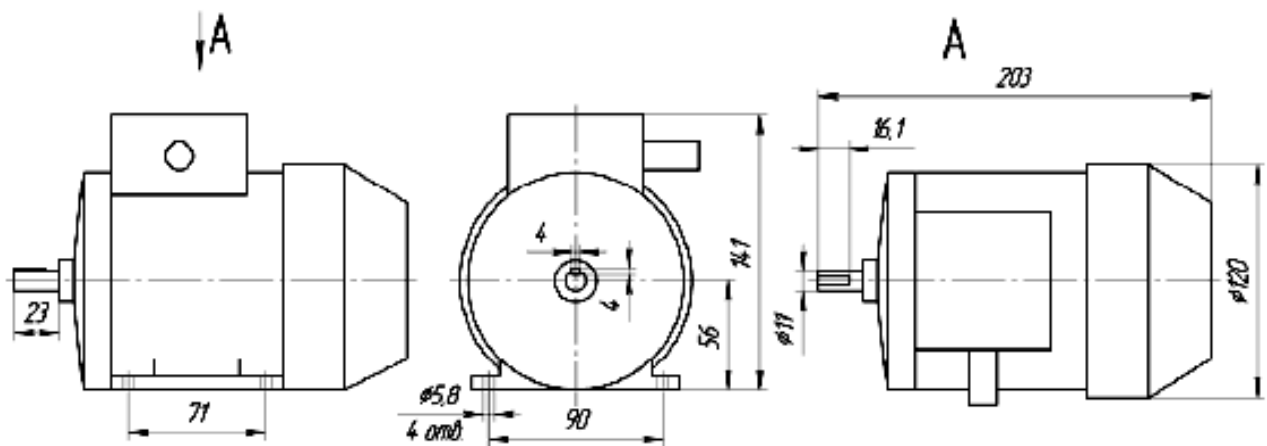


Рисунок 2.2 – Ескіз двигуна АІР56А4

2.3 Загальне передаточне число привода

На будь-якому етапі роботи окремі елементи конструювання можуть бути переглянуті й змінені, оскільки студент має вибрати найбільш раціональний варіант виконання проекту.

Використовуючи дані з варіанта завдання, заздалегідь визначають загальне передаточне число привода як відношення частот обертання вхідного (швидкохідного) і вихідного (тихохідного) валів, тобто

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{ед}}}{n}, \quad (2.2)$$

де $n_{\text{ед}}$, n – частота обертання вхідного (синхронна частота двигуна) і вихідного валів відповідно, хв^{-1} .

2.4 Розподіл передаточного числа привода на ступіні

Загальне передаточне число привода має бути розподілене на ступіні. Передаточний механізм привода транспортера, згідно схеми, складається з передачі гнучким зв'язком та циліндричного редуктора. У багатоступіневих редукторах загальне передаточне число дорівнює добутку передаточних чисел ступіней, що його утворюють. Зокрема для двоступіневого редуктора

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{ш}} \cdot u_{\text{т}}, \quad (2.3)$$

де $u_{ш}$, $u_{т}$ – передаточні числа швидкохідної і тихохідної ступіні, відповідно.

Значення передаточних чисел для передач різних типів повинні бути в допустимих межах, поданих у додатку Г, у таблиці Г1. Передаточні числа швидкохідної і тихохідної ступіні двоступінчатих редукторів різних видів визначають використовуючи вирази, подані у додатку Г, у таблиці Г2.

Проектуючи циліндричні передачі, необхідно також особливу увагу приділяти максимальному значенню передаточного числа однієї ступіні залежно від твердості зубців коліс, з огляду на рекомендації, подані в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Найбільші значення передаточних чисел в одній ступіні циліндричних передач

Тип передачі	Твердість	u_{max}
Тихохідна і проміжна у всіх редукторах	$HB \leq 350$	6,3
	$HB > 350^*$	6,3
	$HRC > 56 - 63$	5,6
Швидкохідна у всіх редукторах, окрім співвісних	$HB \leq 350$	8,0
	$HB > 350^*$	7,1
	$HRC > 56 - 63$	6,3
Швидкохідна в співвісних редукторах	$HB \leq 350$	10
	$HB > 350^*$	9
	$HRC > 56 - 63$	8
Відкрита	$HB \leq 350$	25

* Ця твердість не повинна перевищувати $HRC56$

Слід урахувувати, що передаточні числа зубчастих передач повинні відповідати ГОСТ 2185-66, а передаточні відношення передач гнучким зв'язком не повинні мати значень, які виходять за рекомендовані межі (для пасових $i = 2 \dots 4$, для ланцюгових $i = 1,5 \dots 4$) [2].

Розподіл загального передаточного числа по ступінням привода проводять у такій послідовності.

Загальне передаточне число привода є добутком передаточних чисел передач, які входять в його кінематичну схему.

Для прикладу, що розглядається

$$u_{\text{ЗАГ}} = i_{\text{ГЗ}} \cdot u_{\text{Ш}} \cdot u_{\text{Т}}, \quad (2.4)$$

де $i_{\text{ГЗ}}$ – передаточне відношення передачі гнучким зв'язком (для прикладу, що розглядається – пасової передачі);

$u_{\text{Ш}}$ і $u_{\text{Т}}$ – передаточні числа, відповідно, швидкохідної і тихохідної ступіні зубчастих передач редуктора.

Необхідно прийняти попередньо передаточне відношення передачі гнучким зв'язком в межах $i'_{\text{ГЗ}} = 1,5 \dots 2,5$ (значення $i'_{\text{ГЗ}} < 1,5$ недоцільні, а $i'_{\text{ГЗ}} > 2,5$ можуть привести до неспіврозмірності елементів привода і збільшення його габаритів).

2.5 Визначення передаточного числа редуктора

Попереднє передаточне число редуктора

$$u'_{\text{РЕД}} = \frac{u_{\text{ЗАГ}}}{i'_{\text{ГЗ}}}. \quad (2.5)$$

Результат розрахунку слід звірити з передаточними числами, що рекомендуються для редукторів різних типів (додаток Г). У випадку неспівпадання передаточного числа редуктора із значеннями, що рекомендовано, потрібно перерахувати його, змінивши $i'_{\text{ГЗ}}$.

У відповідності з даними додатку Г вичислити передаточне число швидкохідної ступіні і прийняти стандартні значення цих передаточних чисел по додатку Г.

2.6 Частота обертання та кутові швидкості валів привода

Слід підрахувати частоту обертання та швидкість на кожному валі привода.

Частота обертання будь-якого вала знаходиться як відношення частоти обертання вхідного вала до передаточного числа наступної пари

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{I-II}}. \quad (2.6)$$

Кутова швидкість вала знаходиться за відомою формулою

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (2.7)$$

Для перевірки можна порівняти результати розрахунків порівнявши числові значення вихідного та вхідного валів $n_{IV} \approx n$ (у межах точності обчислювань).

2.7 Потужності на валах привода

Потужності (у кВт) на валах привода різняться на величину к.к.д. кожної ступіні

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{I-II}}. \quad (2.8)$$

Для перевірки можна порівняти числові значення $P_1 \approx P_2$ (у межах точності обчислювань).

2.8 Обертаючі моменти на валах привода

Обертаючі моменти (Н·м) на валах привода можна знайти за формулою

$$T = \frac{P}{\omega}. \quad (2.9)$$



Питання для самоконтролю

- 1 Наведіть приклад одного з варіантів компоновальної схеми циліндричного двоступіневого редуктора.
- 2 Запишіть кілька формул для розрахунку передаточного числа редуктора та поясніть фізичний зміст цієї величини.
- 3 Якими принципами керуються, вибираючи електродвигун для редуктора?
- 4 Що таке синхронна частота обертання асинхронного двигуна?
- 5 Яким чином зображується ескіз електродвигуна в системі КОМПАС?
- 6 Що таке передаточне число?
- 7 Як змінюються від ведучого до веденого вала такі характеристики передачі як потужність, обертаючий момент, частота обертання?
- 8 Яке співвідношення між потужностями двигуна P_1 і робочого органа P_2 ?
- 9 Яке співвідношення між обертаючими моментами двигуна T_1 і робочого органа T_2 , між кутовими швидкостями двигуна ω_1 і робочого органа ω_2 ?
- 10 Як можна визначити обертаючий момент на валі T , Н·м, знаючи потужність P , Вт, і кутову швидкість ω , рад/с, на цьому валі?

Приклад розрахунку

Кінематичний та силовий розрахунок привода стрічкового транспортера

Задача розрахунку. Визначити загальний к.к.д. привода, вибрати електродвигун, визначити передаточні числа ступіней привода, кінематичні параметри елементів привода.

Вихідні дані:

- потужність на веденому валі $P = 3,0$ кВт;
- кутова швидкість веденого вала $\omega = 5,0$ рад/с;
- синхронна частота обертання електродвигуна $n = 3000$ об/хв.

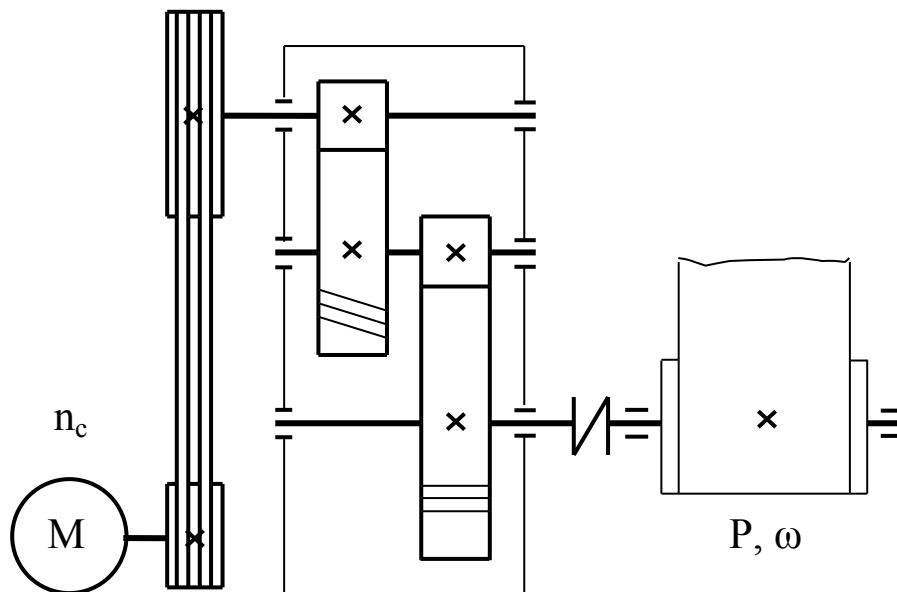


Рисунок 1 – Кінематична схема привода

1 Загальний к.к.д. привода

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{з}}^2 \cdot \eta_{\text{пп}}^4 \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – к.к.д. пасової передачі, $\eta_{\text{п}} = 0,96$;

$\eta_{\text{пп}}$ – к.к.д. пари підшипників, $\eta_{\text{пп}} = 0,99$;

$\eta_{\text{з}}$ – к.к.д. зубчатої пари, $\eta_{\text{з}} = 0,98$;

$\eta_{\text{м}}$ – к.к.д. муфти, $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 = 0,868.$$

2 Потрібна потужність електродвигуна

$$P_{\text{ед}} = \frac{P}{\eta_{\text{заг.}}}, \quad (2)$$

де P – потужність на веденому валі, кВт.

$$P_{\text{ед}} = \frac{3,0}{0,868} = 3,46 \text{ кВт.}$$

3 Вибір електродвигуна

Вибираємо електродвигун 4A100S2 потужністю $P_{\text{ед}} = 4,0 \text{ кВт}$, частотою обертання $n_{\text{ед}} = 2880 \text{ об/хв.}$

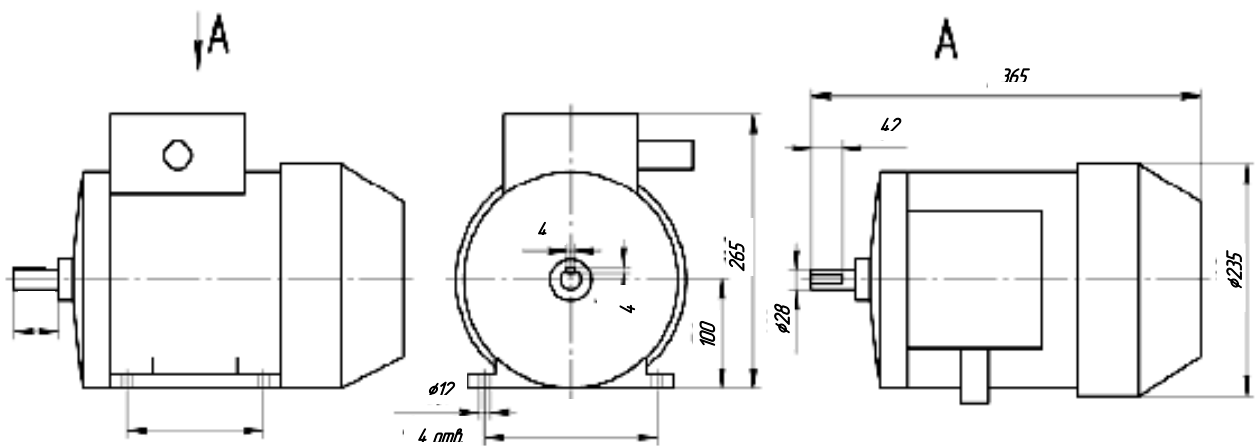


Рисунок 2 – Ескіз двигуна 4A100S2

4 Загальне передаточне число привода

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{ед}}}{n}, \quad (3)$$

де n – частота обертання веденого вала

$$n = \frac{30\omega}{\pi}; \quad (4)$$

$$n = 30 \cdot 5,0 / 3,14 = 47,77 \text{ об/хв.}$$

$$u_{\text{заг}} = 2880 / 47,77 = 60,29.$$

5 Розподіл передаточного числа по ступінях

Приймаємо попереднє передаточне відношення пасової передачі $i'_n = 2$.

Попереднє значення передаточного числа редуктора

$$u'_{ред} = \frac{u_{заг}}{i'_n}; \quad (5)$$

$$u'_{ред} = \frac{60,29}{2} = 30,145.$$

Розрахункове передаточне число швидкохідної ступіні

$$u'_{ш} = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{u'_{ред}}; \quad (6)$$

$$u'_{ш} = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{30,145} = 6,04 \dots 6,31.$$

Приймаємо стандартне значення $u_{ш} = 6,30$.

Розрахункове передаточне число тихохідної ступіні редуктора

$$u'_T = \frac{u_{ред}}{u_{ш}}; \quad (7)$$

$$u'_T = 30,145 / 6,30 = 4,78.$$

Приймаємо стандартне значення $u_T = 5,0$.

Тоді передаточне число редуктора

$$u_{ред} = u_{ш} \cdot u_T; \quad (8)$$

$$u_{ред} = 6,3 \cdot 5,0 = 31,5.$$

Фактичне передаточне відношення пасової передачі

$$i_n = \frac{u_{заг}}{u_{ред}}; \quad (9)$$

$$i_n = 60,29 / 31,5 = 1,91.$$

6 Частоти обертання і кутові швидкості валів привода

$$n_I = n_{ед} = 2880 \text{ об/хв.}; \quad \omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 2880}{30} = 301,4 \text{ рад/с};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_n} = \frac{2880}{1,91} = 1508 \text{ об/хв.}; \quad \omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1508}{30} = 157,8 \text{ рад/с};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{ш}} = \frac{1508}{6,3} = 239,3 \text{ об/хв.}; \quad \omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 239,3}{30} = 25,0 \text{ рад/с};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_r} = \frac{239,3}{5,0} = 47,87 \text{ об/хв.} \quad \omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 47,87}{30} = 5,0 \text{ рад/с.}$$

7 Потужності на валах привода

$$P_{IV} = P = 3,0 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_M \cdot \eta_{III}^2 \cdot \eta_3} = \frac{3,0}{0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98} = 3,19 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{III} \cdot \eta_3} = \frac{3,19}{0,98 \cdot 0,99} = 3,29 \text{ кВт};$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_n \cdot \eta_3} = \frac{3,29}{0,96 \cdot 0,99} = 3,46 \text{ кВт.}$$

8 Обертаючі моменти на валах

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{3,46 \cdot 10^3}{301,4} = 11,5 \text{ Н·м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{3,29 \cdot 10^3}{157,8} = 20,8 \text{ Н·м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{3,19 \cdot 10^3}{25,0} = 127,6 \text{ Н·м};$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{3,0 \cdot 10^3}{5,0} = 600 \text{ Н·м.}$$

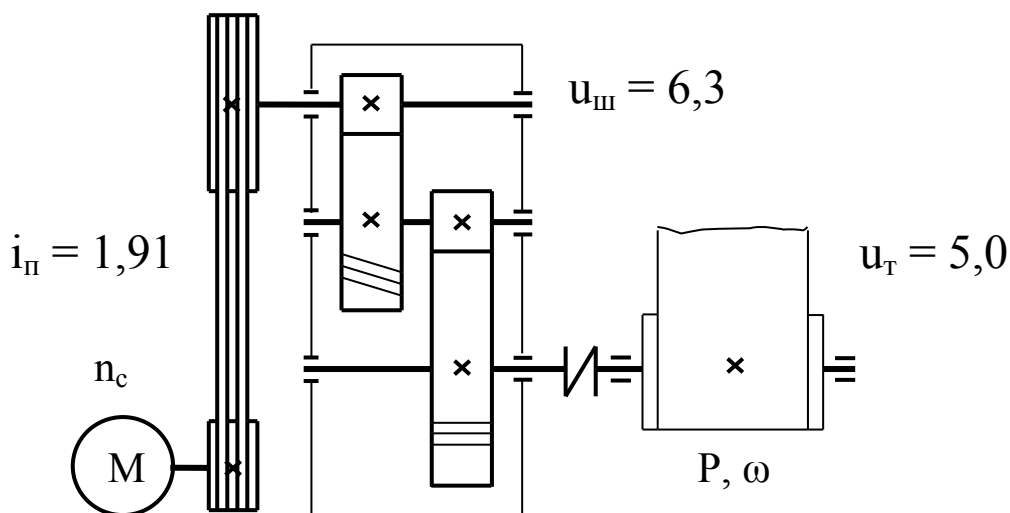


Рисунок 3 – Результати кінематичного і силового розрахунку привода

Таблиця 1 – Результати кінематичного і силового розрахунку привода

Вал	Числові значення параметрів			
	Потужність P , кВт	Кутова швидкість, рад/с	Частота обертання n , об/хв.	Обертаючий момент T , Н·м
I	3,46	301,4	2880	11,5
II	3,29	157,8	1508	20,8
III	3,19	25,0	239,3	127,6
IV	3,0	5,0	47,87	600

Висновок по розділу: з урахуванням загального к.к.д. привода вибрано електродвигун 4A100S2, загальне передаточне число привода 60,29 розподілено проміж пасовою передачею ($i_{пас} = 1,91$) та двоступінчастим циліндричним редуктором ($u_{ред} = 31,5$). Значення кінематичних та силових параметрів, які одержано в результаті розрахунків, приведено на рисунку 3.

3 РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Вибір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс

При виготовленні зубчастих коліс використовують сталь, чавун різних марок, неметалеві матеріали (для легко навантажених та малошумних передач), рідше – сплави кольорових металів.

Колеса силових передач здебільшого виготовляють із сталі, рідше – з чавунного литва. Колеса великих діаметрів (800 мм і більше) роблять відлитими, а менших діаметрів – з кованих або штампованих заготовок.

В залежності від твердості сталі зубчасті колеса поділяють на дві основні групи: твердістю ≤ 350 НВ – зубчасті колеса з термообробкою нормалізація або поліпшення і твердістю > 350 НВ – після загартування (об'ємного, поверхневого) та хіміко-термічної обробки (цементації, азотування, ціанування тощо). Ці групи відрізняються технологією виготовлення, здатністю опиратись навантаженню, здатністю до взаємної припрацьовуваності. Шестірня і колесо у зачепленні можуть бути як з одної групи, так і з різних груп.

У зв'язку з тим, що зубці шестірні навантажуються частіше чим зубці колеса, твердість матеріалу шестірні повинна бути вищою за твердість матеріалу колеса. Це досягається за рахунок раціонального підбору матеріалу і термообробки. Для прямозубих передач рекомендують вибирати твердість матеріалу шестірні на декілька десятків одиниць НВ вищою чим колеса, а для косозубих та шевронних передач з різницею $HV_1 - HV_2 > 100$ НВ («високий перепад твердості»).

Для виробництва коліс із твердістю активних поверхонь зубців менше 350 одиниць за Брінелем ($HV \leq 350$) застосовують сталь марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х 40Х, 45Х,

38ХС, 35ХМА, 30ХНЗА, 34ХМ та ін. Потрібної твердості активних поверхонь зубців досягають шляхом термообробки, нормалізації або поліпшення. Використання перелічених марок сталі дає можливість виготовити колеса за спрощеною схемою, коли чистова обробка заготовки та зубців можлива і після термообробки. Зубці таких коліс придатні до припрацьовування.

Для підвищення навантажувальної здатності, зниження габаритів і маси передачі доцільно забезпечувати високу твердість активних поверхонь зубців, чого досягають об'ємним і поверхневим гартуванням ($HB > 350$) та хіміко-термічною обробкою (цементация, азотування, ціанування) ($HRC > 50$). У разі застосування останніх, нарізування зубців виконують до термообробки, а необхідні фінішні операції – після неї. Зубці таких коліс не здатні до припрацьовування. У виготовленні таких коліс рекомендується використовувати сталі марок:

18ХГТ, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 12ХНЗА, 20ХНЗА, 30ХНЗА.

Сталі, які рекомендують для виготовлення зубчастих коліс, види термообробки та основні механічні характеристики представлено у додатку Д.

Запис характеристик матеріалів зубчастої пари слід провадити у такій послідовності:

– шестірня: сталь (марка), термообробка (вид), $\sigma_B =$ (значення), $\sigma_T =$ (значення), HB (xxx...xxx), середнє HB (значення)

– колесо: сталь (марка), термообробка (вид), $\sigma_B =$ (значення), $\sigma_T =$ (значення), HB (xxx...xxx), середнє HB (значення)

Середню твердість матеріалів HB, HRC, HV треба обчислювати по формулам додатка Д.

3.2 Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах

Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (3.1)$$

де σ_{Hlim} – базова границя контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{HO} = 10^7$ (додаток Д);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зубця:

$Z_R = 1,0$ – при шевінгуванні зубців ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм);

$Z_R = 0,95$ – при тонкому струганні, фрезеруванні та шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм);

$Z_R = 0,9$ – при чистовому фрезеруванні або струганні ($R_a = 10,0 \dots 2,5$ мкм);

S_H – коефіцієнт запасу міцності, залежить від термообробки:

$S_H = 1,2$ – для поверхнево зміцнених зубців;

$S_H = 1,1$ – для об'ємно зміцнених зубців;

$S_H = 1,0$ – для нормалізованих та поліпшених.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності передачі при розрахунку на контактну міцність.

3.2.1 Визначення коефіцієнтів еквівалентності навантаження

Коефіцієнт довговічності враховує вплив строку служби передачі на її роботоздатність

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N}} \geq 1, \quad (3.2)$$

де m – показник степені, $m = 6$;

N_{HO} – базове число циклів навантаження, $N_{HO} = 10^7$;

N – дійсне число циклів навантаження зубців.

Згідно методики розрахунку існує обмеження на величину коефіцієнта: $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$. При розрахунковому значенні $K_{HL} < 1$ слід прийняти значення $K_{HL} = 1$.

При знаходженні параметрів прямозубих передач розрахунок на контактну міцність проводять по меншому значенню допустимих напружень. При розрахунку косозубих або шевронних передач, особливо з великим перепадом твердості, обчислення ведуть по середнім значенням напружень

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2} \leq 1,25[\sigma]_{Hmin}, \quad (3.3)$$

де $[\sigma]_{Hmin}$ – менше з двох значень допустимих напружень для колеса і шестірні, якщо ж $[\sigma]_H > 1,25[\sigma]_{Hmin}$, то приймається $[\sigma]_H = 1,25[\sigma]_{Hmin}$.

3.2.2 Визначення допустимих напружень у зубчастих колесах

Допустимі контактні напруження для перевірки міцності зубців при перевантаженнях $[\sigma]_{Hmax}$ вибираються по додатку Д.

Допустимі напруження згину

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_{FC}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (3.4)$$

де σ_{Flim} – базова границя витривалості по напруженням згину при числі циклів навантаження $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ (додаток Д);

K_{FC} – коефіцієнт, що ураховує двостороннє навантаження зубця (коефіцієнт реверсивності): при односторонній роботі зубців $K_{FC} = 1$, при двосторонній $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;

S_F – коефіцієнт запасу міцності, для литих заготовок зубчастих коліс $S_F = 2,2$, для поковок і штамповок $S_F = 1,7$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}} \geq 1, \quad (3.5)$$

де m – показник степені: для загартованих сталей $m = 9$, для нормалізованих та поліпшених $m = 6$;

N_{FO} – базове число циклів навантаження, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

При $K_{FL} < 1$ слід прийняти $K_{FL} = 1$. Максимальне значення $K_{FL} < 2$.

Допустимі напруження згину для перевірки міцності зубців при перевантаженнях $[\sigma]_{Fmax}$ вибираються по додатку Д.

3.2.3 Визначення коефіцієнтів навантаження зубчастих коліс

Коефіцієнти еквівалентності (приведення) режиму роботи редуктора K_{HE} та K_{FE} визначають з урахуванням класу навантаження, якщо його величину передбачено в технічному завданні на курсовий проект, або з огляду на параметри діаграми навантаження привода (рис. 1.1).

Коефіцієнт еквівалентності навантаження

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T_i / T_{max})^3 \cdot t_i / t_{\Sigma}}, \quad (3.6)$$

де T_i – поточне значення обертаючого моменту, який на даний час передається зачепленням, Н·м;

t_i – час дії поточного обертаючого моменту, годин;

T_{max} – максимальне значення обертаючого моменту, $T_{max} = T_{2H}$;

t_{Σ} – сумарний час роботи передачі, годин.

Часто графік навантаження будують у координатах з відносних одиниць моментів і часу, тобто

$$T'_i = T_i / T_{max} \quad \text{і} \quad t'_i = t_i / t_{\Sigma}, \quad (3.7)$$

у цьому випадку формула (3.6) має вигляд

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T'_i)^3 \cdot t'_i}, \quad (3.8)$$

або у розгорнутому вигляді

$$K_{HE} = \sqrt[3]{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3}. \quad (3.9)$$

3.3 Розрахунок параметрів циліндричної зубчастої передачі

На цьому етапі розрахунку обчислюють основні характеристики циліндричної зубчастої передачі редуктора, причому її основні геометричні розміри показано на рис. 3.1 (ці позначення пояснено нижче в ході розрахунку).

3.3.1 Визначення міжосьової відстані в зубчастій передачі

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2P} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot [\sigma]_H \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (3.10)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для косозубих сталевих коліс $K_a = 43,45$; для прямозубих $K_a = 49,5$;

T_{2P} – розрахунковий момент на колесі; при відсутності графіка навантаження приймається $T_{2P} = T_{2H}$, Н·мм;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба; приймається попередньо $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$ (додаток К);

Ψ_{ba} – коефіцієнт відносної ширини колеса, приймається по додатку Ж.

Примітка: Знак "+" у формулі (3.10) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням, знак "-" з внутрішнім.

Розрахункове значення міжосьової відстані слід округлити до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66 (додаток З).

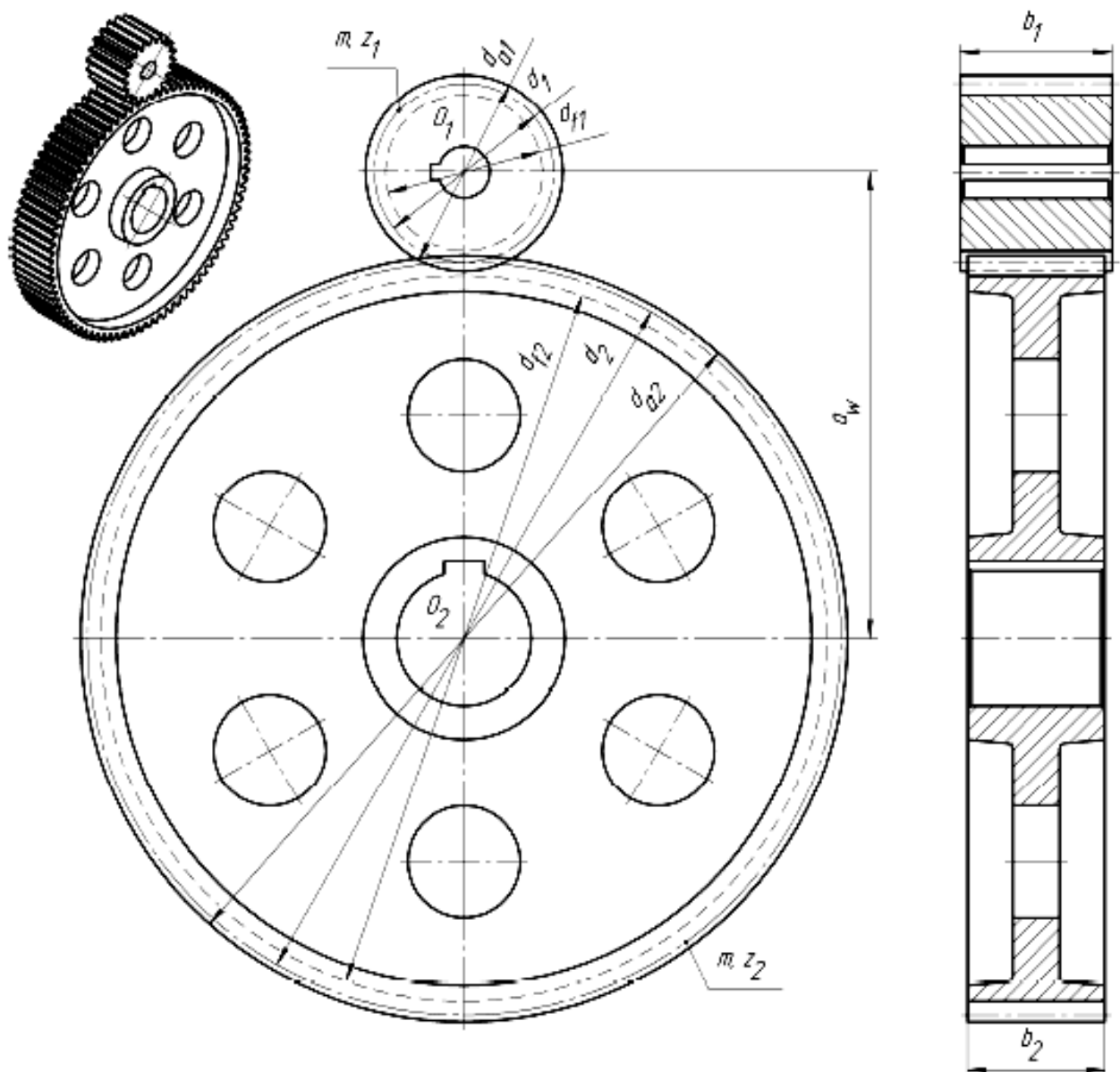


Рисунок 3.1 – Циліндрична зубчаста передача редуктора

3.3.2 Визначення модуля зубчастих коліс

Для силових передач рекомендують приймати нормальний модуль із діапазону

$$m_n = (0,01...0,02) \cdot a_w. \quad (3.11)$$

Прийнятий нормальний модуль повинен відповідати стандарту ГОСТ 9563-60 (додаток 3). Для силових зубчастих передач рекомендують $m_n \geq 1,5$ мм.

3.3.3 Визначення кута нахилу зубця (у косозубих передачах)

При розрахунку косозубого або шевронного зачеплення слід визначити значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (3.12)$$

де β – кут нахилу зубців, для косозубих коліс приймають в межах $8 \dots 22^\circ$, а для шевронних до 30° .

3.3.4 Визначення числа зубців у колесах

Сумарне число зубців шестірні та колеса

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t}. \quad (3.13)$$

При розрахунку прямозубих коліс слід пам'ятати, що для них значення $m_t = m_n$, причому значення модуля рекомендують вибирати так, щоб Z_c було б, по можливості, цілим числом.

Це число має бути цілим, тому його округляють до найближчого цілого числа (у ближчу сторону).

Уточнене значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_c}, \quad (3.14)$$

де Z_c – прийняте сумарне число зубців (ціле число).

Уточнене значення кута нахилу зубців

$$\beta = \arccos \frac{m_n}{m_t}. \quad (3.15)$$

Значення кута нахилу визначити у градусах, кутових хвилинах і секундах.

Число зубців шестірні

$$Z_1 = \frac{Z_c}{u \pm 1}. \quad (3.16)$$

Примітка: Знак "–" у формулі (3.16) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням.

Число зубців шестірні округляють до цілого числа по правилам округлення. Якщо кількість зубців шестірні виявилася на одну – дві одиниці меншою від допустимої (мінімально можлива 17), то передачу можна виконати із застосуванням висотної корекції, аби уникнути підрізування ніжок зубців.

Розраховуючи зубчасті колеса в передачах із зовнішнім зачепленням, зазвичай приймають, що $x_2 = -x_1$, тоді сумарне зміщення дорівнюватиме нулю.

Слід витримувати співвідношення $Z_1 \geq Z_{\min}$, де Z_{\min} – мінімальне число зубців із умови не підрізання ніжки зуба. Для прямозубих коліс $Z_{\min} = 17$, для косозубих і шевронних $Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Якщо ж $Z_1 \leq Z_{\min}$ слід або повернутись до п.3.3.2 розрахунку і вибрати менше значення модуля за ГОСТ 9563-60, або передбачити у розрахунку зміщення початкового контуру зубчастих коліс, тобто провести модифікацію (корегування) профілю зачеплення.

При висотному корегуванні, яке застосовують щоб не допустити підрізання зубців шестірні і підвищити їх зламну міцність, інструмент зміщують на величину $X_1 \cdot m$, де X_1 – коефіцієнт зміщення для шестірні.

Його значення визначається по формулі

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6. \quad (3.17)$$

Для колеса зовнішнього зачеплення коефіцієнт зміщення $X_2 = -X_1$. При висотному корегуванні значення міжосьової відстані не змінюється.

Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_c - Z_1. \quad (3.18)$$

3.3.5 Визначення діаметрів зубчастих коліс

Ділильні діаметри

$$d_1 = m_t \cdot Z_1; \quad d_2 = m_t \cdot Z_2; \quad (3.19)$$

Діаметри кіл виступів, та западин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1 + X_1) \cdot m_n; \quad (3.20)$$

$$d_{f1} = d_{a1} - (2,5 - 2X_1) \cdot m_n; \quad (3.21)$$

Якщо корегування профілю зубців не передбачено і $X_1 = X_2 = 0$, діаметри виступів та западин обчислюються за спрощеними формулами

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (3.21a)$$

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2,5m_n. \quad (3.21b)$$

3.3.6 Визначення ширини колеса і шестірні

Ширина коліс

$$\text{- колеса } b_2 = \psi_{\text{BAW}} \cdot a_w \quad (3.22)$$

$$\text{- шестірні } b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм.} \quad (3.23)$$

Коефіцієнт ширини шестірні

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}. \quad (3.24)$$

Колова швидкість передачі, м/с

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (3.25)$$

3.3.7 Визначення сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс

Подані нижче розрахункові формули використовуються для побудови проекцій нормальних сил F_1 та F_2 на відповідні їм осі. Ці сили з'являються в зачепленні циліндричних передач (їх позначено умовно без індексів, оскільки вони однакові для кожного колеса передачі, але спрямовані протилежно одна одній). На рис. 3.2 зображено проекції сил на відповідні осі, що прикладені до зубців коліс цієї передачі. Стосовно прямозубої циліндричної передачі (рис. 3.2, а) проекції нормальних сил визначають таким чином:

- Колові, F_t

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (3.26)$$

де T_2 – момент обертаючий на колесі, Н·мм;

d_2 – ділильний діаметр колеса, мм.

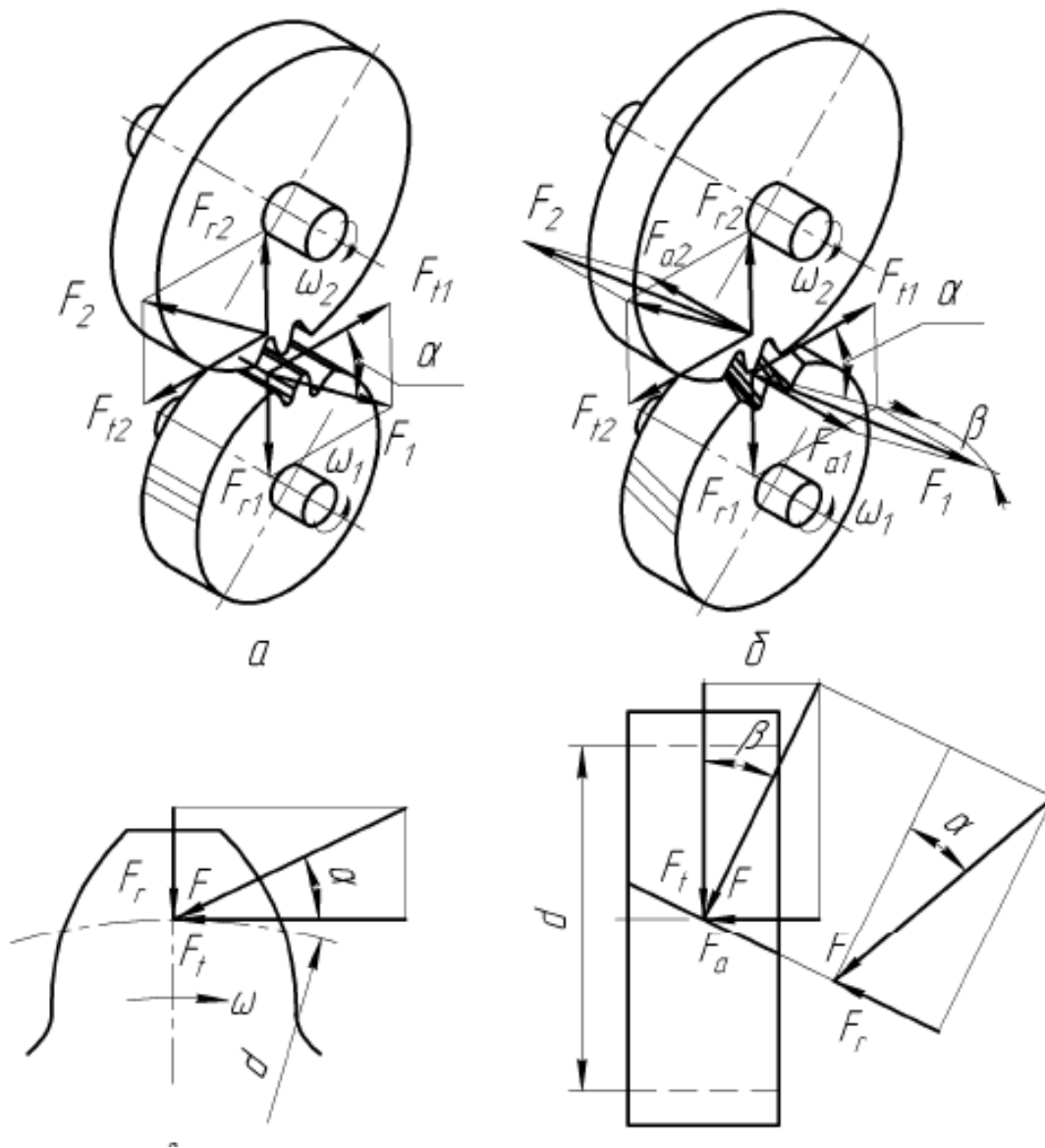
- Радіальні, F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (3.27)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$ для стандартних зачеплень за ГОСТ 13755-81.

- Осьові (для косозубих передач)

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.28)$$



а) прямозуба передача; б) косозуба передача

Рисунок 3.2 – Проекції сил на відповідні осі, що прикладені до зубців коліс циліндричних передач

3.3.8 Перевірка передачі на контактну міцність

Умова контактної міцності

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w \cdot u_\phi} \sqrt{\frac{(u_\phi \pm 1)^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha} \cdot T_{2p}}{b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.29)$$

де σ_H – контактні напруження в зачепленні, МПа;

K_H – коефіцієнт, для прямозубих коліс $K_H = 320$, для косозубих $K_H = 270$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток К);
 $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1$, для косозубих приймають по додатку К.

При цьому допустиме відхилення напруження становить $\pm 5\%$. Якщо ця умова не виконується, то при додатному відхиленні збільшують величину міжосьової відстані a_w і (або) ширину колеса b_2 , а при від'ємному – зменшують, потім повторюють перевірку.

Потім перевіряють зубці на статичну контактну міцність з урахуванням короточасного пікового (пускового) обертаючого моменту двигуна, що був вибраний у підрозділі 2.2 за формулою

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{\Pi}{100}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (3.30)$$

де Π – короточасні перевантаження, відс. (задані у вихідних даних).

3.3.9 Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість

Такий розрахунок виконують, послідовно визначаючи параметри для лімітуючого елемента передачі. Розрахункові напруження, що виникають у зубцях під навантаженням, не повинні перевищувати допустимі.

Умова міцності зубців колеса на згин

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (3.31)$$

де σ_{F2} – напруження згину в поперечному перерізі зубця колеса, МПа;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток К);

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями (додаток К);

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса (додаток К), для косозубих і шевронних передач вибирається у залежності від еквівалентного числа зубців $Z_e = Z / \cos^3 \beta$.

Якщо розрахункові напруження, що виникають у зубці під навантаженням, перевищать допустимі більш ніж на 5 %, то необхідно збільшити міжосьову відстань a_w і повторити розрахунки, описані в п. 3.3.2. За меншого відхилення використовують висотну корекцію, при цьому беруть (додаючи) таке зміщення: $x_2 = -x_1 = 0,1$ і повторюють перевірений розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Після цього перевіряють зубці лімітуючого елемента передачі на статичну згинальну витривалість, враховуючи значення короткочасного пікового (пускового) моменту двигуна.

3.3.10 Визначення консольних сил

До вхідного і вихідного валів редукторів усіх типів звичайно прикладаються консольні радіальні (розпірні) сили, що виникають під дією сил тяжіння шківів пасових передач, зірочок ланцюгових передач або півмуфт, які з'єднують вали редуктора з валами вузлів і механізмів, що з ними сполучені. За таких умов конструктор знає масу кожної із перелічених деталей і, відповідно, величини й точки прикладання радіальних сил (сил тяжіння) на консолях валів.

Консольна сила на вхідному валі (шестірні)

$$F_{K1} = 3,5 \sqrt{\frac{T_2}{u}}, \text{ Н,}$$

а на вихідному валі (колесі)

$$F_{K2} = 3,5 \sqrt{T_2}, \text{ Н.}$$

Точкою прикладання консольних сил вважають середину вихідних кінців валів. Напрямок цих сил встановлюють за напрямком дії сили тяжіння насаджуваних на вал деталей.



Питання для самоконтролю

- 1 Які основні параметри необхідно обчислити при розрахунку циліндричного зубчастого зачеплення?
- 2 Які сили діють у циліндричному косозубому зачепленні та як вони спрямовані в просторі?
- 3 Які параметри зубчастої передачі слід округляти відповідно до стандартного ряду переважних чисел?
- 4 Що являє собою модуль зубчастого зачеплення?
- 5 Які значення мають кути нахилу зубця в шевронних передачах?
- 6 Які значення мають кути нахилу зубця в косозубих передачах?
- 7 Що показує передаточне число зубчастої передачі?
- 8 Через які параметри можна визначити передаточне число зубчастої передачі?
- 9 Яке зубчасте колесо з пари зубчастого зачеплення прийнято називати терміном «шестірня»?
- 10 Який із модулів торцевий m_t або нормальний m_n косозубого циліндричного колеса повинний відповідати Держстандарту?

Приклад розрахунку

Тихохідна ступінь

Вихідні дані:

тип передачі

обертаючий момент на колесі

передаточне число

частота обертання колеса

термін служби

число робочих змін

короткочасні перевантаження

прямозуба;

$T_{2T} = 600 \text{ Н} \cdot \text{м};$

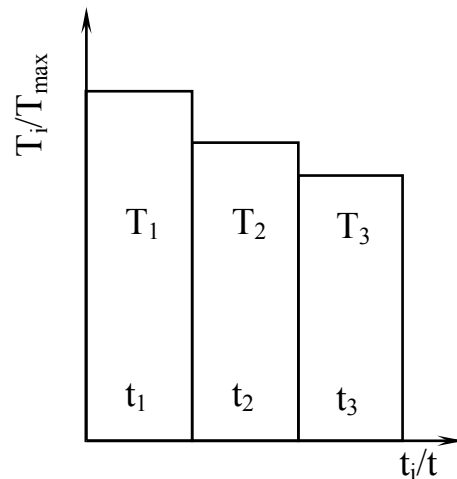
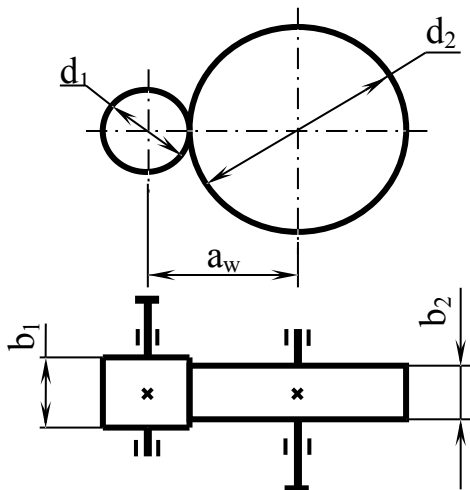
$u_T = 5,0;$

$n_{2T} = 47,87 \text{ об/хв.};$

4 роки;

2;

$\Pi = 130 \text{ \%}.$



T_1	t_1	T_2	t_2	T_3	t_3
0,9	0,5	0,8	0,2	0,7	0,3

Рисунок 1 – Схема зубчастої передачі

Рисунок 2 – Режими навантаження передачі

1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Приймаємо матеріал:

шестірні – сталь 45 поліпшена, HB 207...238, $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$.

колеса – сталь 45 нормалізована, HB 187...217, $\sigma_B = 270 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 290 \text{ МПа}$.

2 Термін служби передачі

$$L_h = t_p \cdot D_p \cdot K_{3M} \cdot t_{3M}, \quad (1)$$

де t_p – термін служби передачі в роках;

D_p – число робочих днів в році;

K_{3M} – число робочих змін;

t_{3M} – тривалість зміни, годин.

$$L_h = 4 \cdot 230 \cdot 2 \cdot 7 = 12880 \text{ годин.}$$

3 Розрахунок допустимих напружень

Контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (2)$$

де σ_{Hlim} – базова границя контактної витривалості зубів при $N_{HO} = 10^7$;

$$H_{cp} = 0,227 \cdot H_{max} + 0,773 \cdot H_{min}. \quad (3)$$

$$\sigma_{Hlim} = 2H_{cp} + 70 \text{ Н/мм}^2. \quad (4)$$

$$H_{cp1} = 0,227 \cdot 238 + 0,773 \cdot 207 = 214;$$

$$H_{cp2} = 0,227 \cdot 217 + 0,773 \cdot 187 = 193,8;$$

$$\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot 214 + 70 = 498 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 193,8 + 70 = 457,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні профілів зубців, $Z_R = 1,0$;

S_H – коефіцієнт запасу міцності, $S_H = 1,0$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, приймаємо $K_{HL} = 1$.

$$[\sigma]_{H1} = \frac{498 \cdot 1,0}{1,0} = 498 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{457,6 \cdot 1,0}{1,0} = 457,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Для косозубих передач

$$[\sigma]_H = \frac{498 + 457,6}{2} = 477,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Для тихохідної прямозубої передачі приймаємо $[\sigma]_H = 457,6 \text{ Н/мм}^2$.

Напруження згину визначаються за додатком Д аналогічно контактним напруженням.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot K_{FC}}{S_F} \cdot K_{FL}. \quad (5)$$

$$\sigma_{F\lim 1} = 214 + 260 = 474 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F\lim 2} = 194 + 260 = 454 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{474 \cdot 1,0}{1,7} \cdot 1,0 = 279 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{454 \cdot 1,0}{1,7} \cdot 1,0 = 267 \text{ МПа.}$$

4 Міжосьова відстань з умови контактної міцності

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2P} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (6)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для сталевих прямозубих коліс $K_a = 49,5$;

T_{2P} – розрахунковий момент на колесі, $T_{2p} = T_{2H} \cdot K_{HE}$.

K_{HE} – коефіцієнт еквівалентності навантаження:

$$K_{HE} = \sqrt[3]{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3}; \quad (7)$$

$$K_{HE} = \sqrt[3]{0,9^3 \cdot 0,5 + 0,8^3 \cdot 0,2 + 0,7^3 \cdot 0,3} = 0,83;$$

$$T_{2p} = 600 \cdot 0,83 = 498 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$a_w = 49,5(5,0 + 1) \sqrt{\frac{498 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{5,0^2 \cdot 457,6^2 \cdot 0,4}} = 196,02 \text{ мм.}$$

Приймаємо $a_{WT} = 200 \text{ мм.}$

5 Модуль зачеплення

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 200 = 2,0 \dots 4,0 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 2,0 \text{ мм.}$

6 Визначаємо число зубців

$$\text{сумарне } Z_c = \frac{2 \cdot 200}{2,0} = 200;$$

$$\text{шестірні } Z_1 = \frac{200}{5+1} = 33,3;$$

Приймаємо число зубців шестірні $Z_1 = 33.$

Число зубців колеса

$$Z_2 = 200 - 33 = 167.$$

7 Уточнюємо передаточне число

$$u_\phi = \frac{167}{33} = 5,06.$$

Відхилення передаточного числа

$$\Delta u = \frac{5,0 - 5,06}{5,0} \cdot 100\% = -1,2\%.$$

8 Геометричний розрахунок

$$d_1 = 2 \cdot 33 = 66 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 2 \cdot 167 = 334 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = 66 + 2 \cdot 2 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 334 + 2 \cdot 2 = 338 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = 66 - 2,5 \cdot 2 = 61 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = 334 - 2,5 \cdot 2 = 329 \text{ мм;}$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм};$$

$$b_1 = 80 + 4 = 84 \text{ мм}.$$

9 Коефіцієнт ширини шестірні

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}.$$

$$\psi_{bd} = \frac{80}{66} = 1,21.$$

10 Колова швидкість передачі

$$v = \frac{3,14 \cdot 334 \cdot 47,87}{60000} = 0,84 \text{ м/с}.$$

11 Сили в зачепленні

$$F_{tT} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{334} = 3593 \text{ Н}; \quad F_{r1} = F_{r2} = 3593 \cdot \frac{0,364}{1} = 1308 \text{ Н}.$$

12 Перевірка передачі по контактним напруженням

$$\sigma_H = \frac{320}{200 \cdot 5,06} \sqrt{\frac{(5,06 + 1)^3 \cdot 498 \cdot 1,1 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 10^3}{80}} = 441 \text{ МПа}.$$

Завантаження зачеплення по контактним напруженням

$$z_H = \frac{441}{457,6} \cdot 100\% = 96,4\%.$$

13 Перевірка передачі на згин

$$\text{Колеса} \quad \sigma_{F2} = \frac{3593 \cdot 1,2 \cdot 1,11 \cdot 1,0 \cdot 3,77}{80 \cdot 2} = 112,77 \text{ МПа};$$

$$\text{шестірні} \quad \sigma_{F1} = \frac{112,77 \cdot 3,83}{3,77} = 114,56 \text{ МПа}.$$

Завантаження зачеплення

$$\text{Колеса} \quad z_{F2} = \frac{112,77}{267} \cdot 100\% = 42\%;$$

шестірні
$$z_{F1} = \frac{114,56}{279} \cdot 100\% = 41\% .$$

Геометричний розрахунок циліндричної зубчастої передачі проводимо за допомогою бібліотек КОМПАС-2D, отриманий результат зберігаємо у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1 – Геометричний розрахунок циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення

Наименование и обозначение параметра		Ведущее копесо	Ведомое ^{а2} копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	27	110
Модуль, мм	m_n	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	11°07'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	k_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	b	56	60
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	u	4,074	
Межосевое расстояние, мм	a_w	$139,62^{+0,022}_{-0,12}$	
Делительный диаметр, мм	d	55,033	224,207
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	59,033	228,207
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	50,033	219,207
Начальный диаметр, мм	d_w	55,033	224,207

Основной диаметр, мм	a_b^I	51,597	210,211
Угол зацепления	α_{aw}	20°21'06"	

4 РОЗРАХУНКИ ВАЛІВ

4.1 Орієнтовний розрахунок валів

З метою визначення орієнтовних діаметрів валів виконують орієнтовний розрахунок. На початку розрахунку відомий тільки обертаючий момент. Згинаючі моменти виявляється можливим визначити лише після розробки конструкції вала, коли відповідно до загального компоновання виявляють його довжину і місця прикладення діючих навантажень. Тому орієнтовний розрахунок валів виконують умовно тільки на кручення, а вплив на міцність вала згину, концентрації напружень і характеру навантаження компенсують зниженням значення допустимого напруження на кручення.

Діаметр вала з умови міцності, мм

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}},$$

де T – обертаючий момент на валі, Н·мм;

$[\tau]_{кр}$ – допустимі дотичні напруження, $[\tau]_{кр} = 15...30$ МПа.

В редукторах вали встановлюють на підшипниках кочення. Тому одержані діаметри валів треба погодити з діаметром внутрішнього кільця підшипника.

Для встановлення валів редуктора попередньо за розмірами валів приймаються підшипники кулькові однорядні радіальні легкої серії зовнішніх діаметрів типу 2XX ГОСТ 8338–75.

4.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компоновання редуктора

Корпус редуктора призначено для розміщення у ньому деталей передач, для забезпечення змащення передач і підшипників, оберігання деталей від забруднення і для сприйняття зусиль, що виникають при роботі.

Щоб перейти до подальшого розрахунку валів, будують допоміжний ескіз на майбутній площині рознімного з'єднання корпусу і кришки. Це одна з основних площин файлу, у якій відстань між осями валів дорівнює a (розрахунковій міжосьовій).

Проводять лінії проєкцій внутрішніх поверхонь підшипників (ближчих до зубчастого зачеплення). Відступаючи від цих ліній на 2...5 мм усередину редуктора, проводять допоміжні прямі, які, перетинаючись, утворюють чотирикутник, тобто внутрішню порожнину редуктора.

Відступ допоміжних паралельних прямих назовні за підшипники утворює зовнішній контур редуктора, також для зразка будують зображення фланця рознімного з'єднання. Обидва контури обводять замкненою основною лінією.

При побудові ескізної компоновки слід розташовувати підшипники на валі на одній лінії з підшипниками іншого вала.

Один з можливих варіантів конструкції литого чавунного роз'ємного корпусу редуктора представлено на рисунку 4.1. Співвідношення між основними розмірами цього корпусу наведені в таблицях 4.1, 4.2.

Товщина стінки корпусу редуктора, яка відповідає вимогам технології лиття і необхідної жорсткості корпусу, мм

$$\delta = 1,8 \sqrt[4]{T} \geq 8.$$

Кількість фундаментних болтів, шт.

$$\begin{cases} z_{kl} = 4 & \text{при } a_{WT} \leq 300; \\ z_{kl} = 6 & \text{при } a_{WT} > 300, \end{cases}$$

де a_{WT} – міжосьова відстань тихохідної ступіні редуктора, мм.

Правильність їх розташування і розміри необхідно перевірити візуально. Для цього іноді потрібно перейти в режим редагування сумнівних операцій, відкрити їх ескізи й перевірити правильність довжини валів та їх діаметрів.

Таблиця 4.1 – Основні розміри елементів корпусу і кришки редуктора

Найменування	Позначення	Співвідношення
Товщина стінки кришки редуктора	δ_1	$0,8\delta$
Товщина верхнього фланця корпусу	s	$1,5\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу	s_2	$2,35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$1,2\delta$
Діаметр фундаментних болтів	d_{k1}	$1,2\delta + 7$
Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус	d_{k2}	$0,9\delta + 5$
	d_{k3}	$0,7\delta + 4$
Товщина ребер корпусу	δ_p	δ
Ширина підйомної петлі	b_{Π}	$2,5\delta$
Діаметр штифта	$d_{\text{ш}}$	δ
Діаметр відривного гвинта	$d_{\text{вг}}$	$1,2\delta$
Ширина фланця	k_i	див. таблицю 4.2
Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	l_{ϕ}	$2k_1$
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	b_{ϕ}	$k_1 + 1,5\delta$
Відстань від осі болта до стінки корпусу	c_i	див. таблицю 4.2
Діаметр отвору під болт	$d_{o,i}$	див. таблицю 4.2
Діаметр цековки	$D_{\text{цi}}$	див. таблицю 4.2
Глибина цековки	$h_{\text{цi}}$	див. таблицю 4.2

Таблиця 4.2 – Розміри елементів корпусу в залежності від діаметра болта

У міліметрах						
d_k	k	c	d_o	$D_{\text{ц}}$	$h_{\text{ц}}$	r
8	22	13	9	15	1,0	2
10	27	16	11	18		
12	31	18	13	22	1,5	3
14	36	21	15	25		
16	41	23	17	28		
18	45	26	20	30	2,0	4
20	50	28	22	35		
22	55	31	24	38		
24	59	33	26	40	2,5	5
27	66	37	29	45		
30	73	41	32	50		

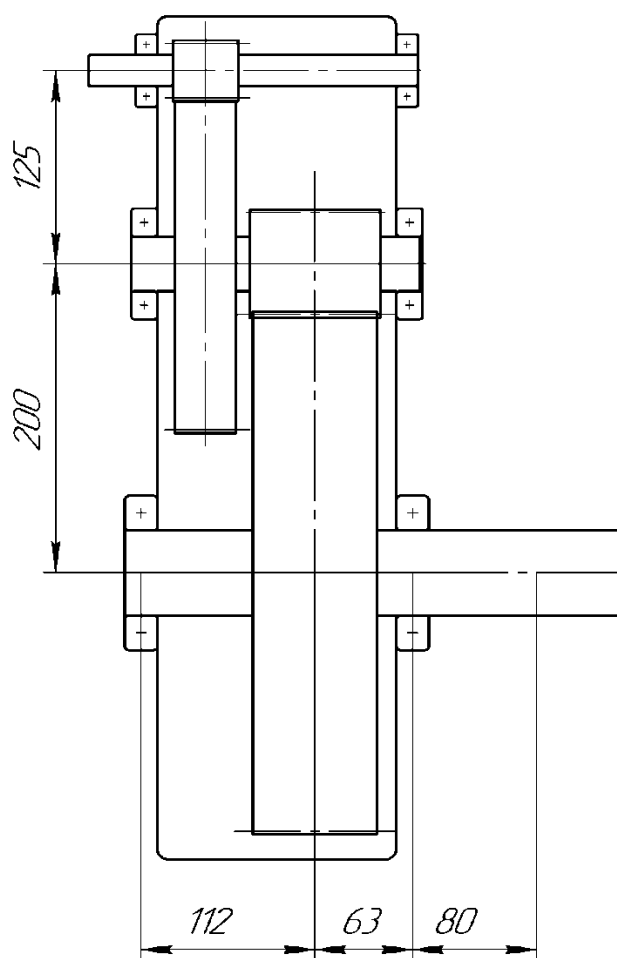


Рисунок 4.1 – Компоновка циліндричного двохступінчастого редуктора

Сконструйований у складеному вигляді вал з підшипниками і зубчастими колесами перевіряють на статичну і втомну міцність, а також на жорсткість.

4.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок валів на статичну міцність найчастіше здійснюють, беручи до уваги його середній переріз (між опорними підшипниками), тобто місце, де розташовані зубчасті колеса. При цьому враховують згинальні і обертаючі моменти, які виникають у перерізах валів.

4.3.1 Рекомендації до побудови епюр

Розрахункові схеми і епюри моментів, що зображені на рис. 4.2 ... 4.4, будують з використанням засобів програмного середовища КОМПАС-Графік, що дуже зручно для їх подальшого введення в текст пояснювальної записки курсового проекту. Для створення рисунка роблять допоміжний файл формату «Фрагмент», у якому, виконуючи операції, зосереджені на інструментальних панелях «Геометрия», «Размеры», «Обозначения» і «Редактирование», здійснюють необхідні побудови. З цією метою застосовують допоміжні лінії, відрізки, кола, еліпси, проставляють розміри і т.і. Масштаб зображення валів вибирають таким, щоб увесь рисунок розміщувався на аркуші формату А4. Бажано використовувати параметризацію, тоді побудова кількох епюр для опису характеристик реверсивного редуктора спроститься.

На завершення файл зберігають, наприклад, під іменем «Епюри швидкохідного вала».

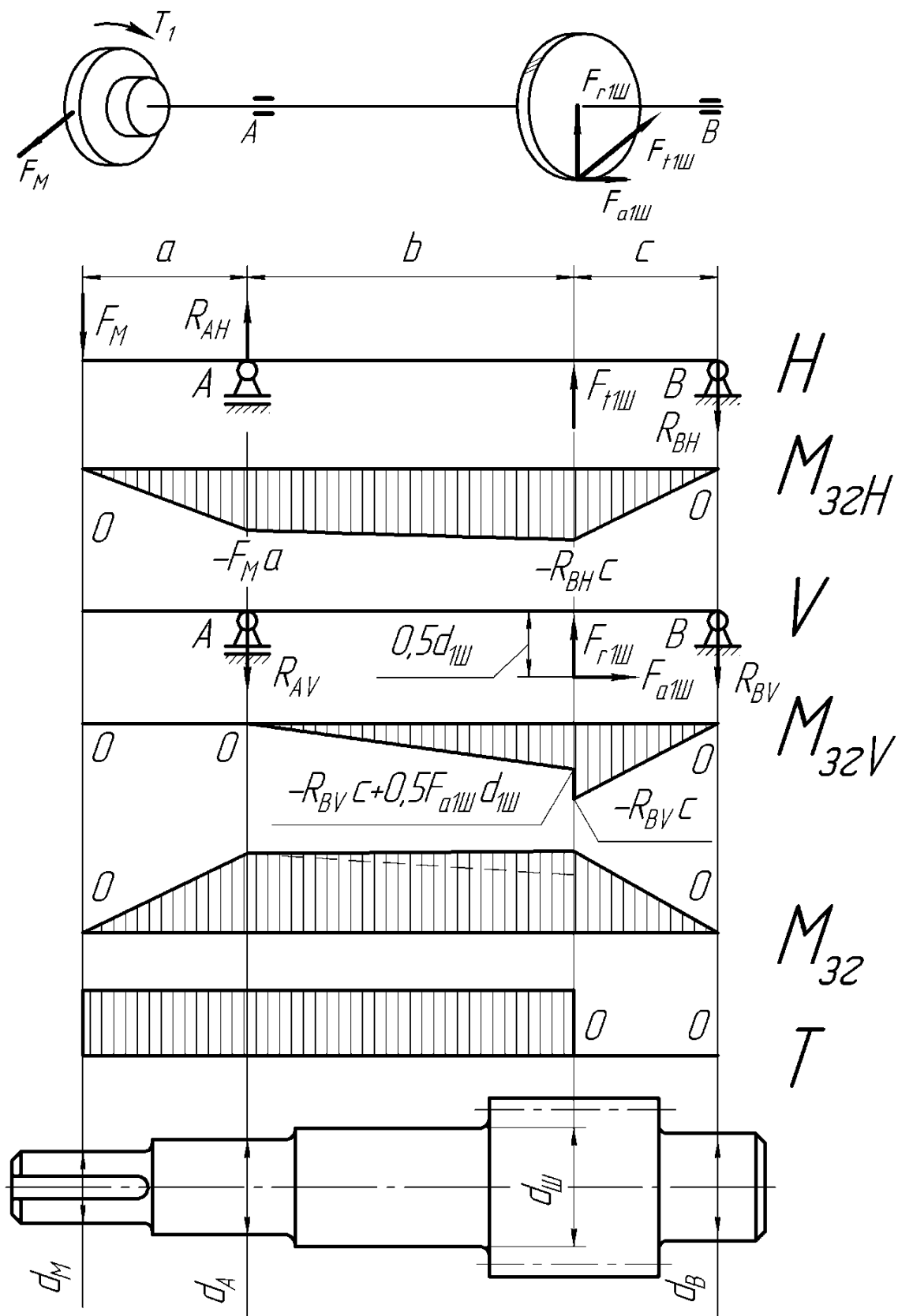


Рисунок 4.2 – Розрахункові схеми і епюри моментів

4.3.2 Побудова епюр згинальних і обертаючих моментів на валах

Щоб перевірити статичну міцність валів, визначають реакцію їхніх опор (підшипникових вузлів), будують епюри згинальних і обертаючих моментів. Для різних типів редукторів розрахункові схеми і форми епюр дещо відмінні одна від одної, тому нижче вони подані окремо.

Залежно від того, які компоновальні рішення застосовані при виробництві редукторів (горизонтальні, вертикальні, реверсивні, нереверсивні), розрахункові схеми і вид епюр згинальних моментів також можуть бути різними. В символічних позначеннях за умовчужанням опущено нижній індекс 1. У розрахункових схемах веденого вала напрямки осьової та колової сил мають бути змінені на протилежні, а вирази для визначення реакцій R_j у j -й підшипниковій опорі ($j = A, B$), горизонтальній (з індексом x) або вертикальній (з індексом y) площинах, а також згинальних моментів у небезпечних перерізах будуть іншими. Студент повинен не лише вміти будувати розрахункові схеми, епюри, а й обчислювати значення реакцій і згинальних моментів самотійно. На рис. 4.4 подано приклад розрахунку проміжного вала циліндричного двоступеневого (з косоzubими колесами) редуктора.

Розраховуючи реверсивні редуктори, необхідно визначити максимальні згинальні моменти в небезпечних перерізах валів для обох напрямків руху (осьова F_a та колова F_t сили змінюють свій напрямок на протилежний). Сили, що виникають у зачепленні відповідної передачі, визначено в розд. 3.3.7. Розрахунок консольних радіальних сил F_k , однаковий для передач усіх типів, уже виконано в п. 3.3.10. Лінійні розміри валів і відстань між умовним місцем прикладання сил (середина ширини зубчастого колеса) і реакціями опор (середина ширини внутрішніх поверхонь підшипників) треба брати такі, що були отримані при побудові ескізної компоновки редуктора (див. підрозд. 4.2).

Прикладені до нереверсивних горизонтальних циліндричних передач сили і обертаючі моменти відображено в розрахункових схемах та в епюрах згинальних моментів на ведучому валі (рис. 4.2, 4.3), тут d_{wi} – початковий діаметр зубчастого колеса.

На епюрах R_{Ax} , R_{Ay} , R_{Bx} , R_{By} – реакції в опорах, Н, а M_{xi} , M_{yi} – згинальні моменти в горизонтальній і вертикальній площинах, відповідно, Н·мм. Схема на рис. 4.2 стосується валів циліндричної прямозубої передачі, на рис. 4.3 – косозубої.

Побудова епюр згинальних і обертаючих моментів на проміжних валах двоступеневих редукторів виконується аналогічно побудові епюр ведучого вала.

Параметри нереверсивних горизонтальних двоступеневих редукторів описано розрахунковими схемами та епюрами згинальних моментів проміжного вала (рис. 4.4). Тут позначення прийняті такі самі, що й для характеристик циліндричних передач (див. вище), але до символів додано індекси, які позначають номер колеса (1 або 2) в передачі та порядок самої передачі.

На першій (швидкохідній) ступені редуктора може бути встановлено також конічне або черв'ячне колесо, а шестернею другої ступені (тихохідної) слугує конічна або черв'як. До того ж діаметри початкових кіл мають бути визначені з огляду на відповідний тип зубчастих коліс. Зрозуміло, коли використовують прямозубі колеса, то осьові сили можуть і не виникати.

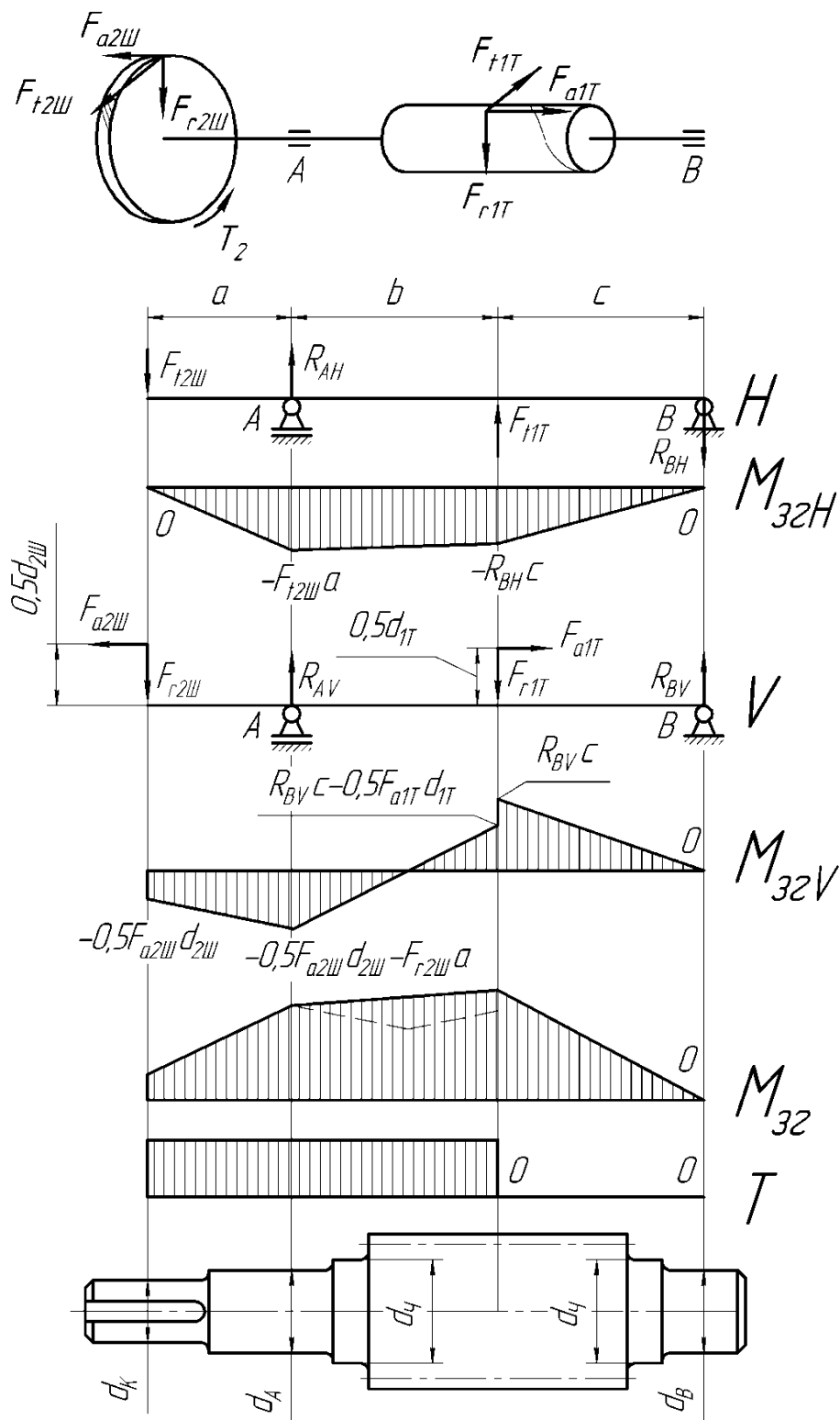


Рисунок 4.3 – Розрахункові схеми, епюри згинальних і обертаючого моментів та ескіз проміжного вала циліндрично-черв'ячного редуктора

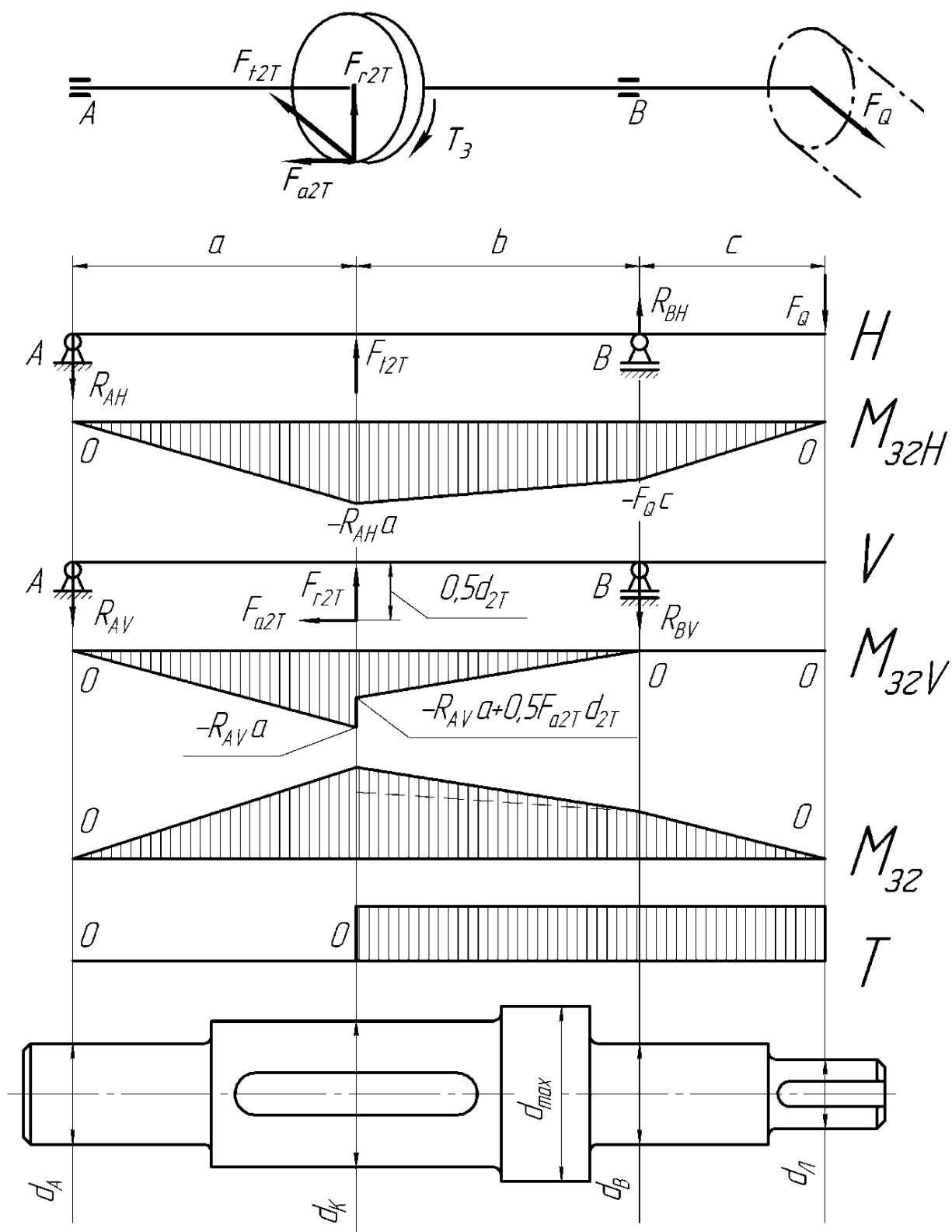


Рисунок 4.4 – Розрахункові схеми, епюри згинальних і обертаючого моментів та ескіз веденого вала циліндрично-черв'ячного редуктора

4.3.3 Визначення сумарної величини згинального моменту

Найбільшу сумарну величину згинального моменту визначають для одного або кількох найнебезпечніших перерізів вала, які вважаються такими тоді, коли виникає загрозливе співвідношення діаметра вала і величини згинального моменту в горизонтальній та вертикальній площинах. Таким чином, якщо вал порівняно тонкий, а величини згинальних моментів досить значні, то місце перерізу вважають небезпечним, тобто в процесі експлуатації деталь може тут зламатись. Певна річ, такий переріз вимагає перевірки. Перш за все, перевіряють місця установки зубчастих коліс. З цією метою визначають найбільшу величину сумарного згинального моменту в k -му (небезпечному) перерізі

$$M_{\text{зг}} = \sqrt{M_{\text{H}}^2 + M_{\text{V}}^2},$$

де M_{H} і M_{V} – згинальні моменти, в горизонтальній і вертикальній площинах k -го перерізу відповідно, Н·мм (їх значення беруть з побудованих вище епюр).

4.3.4 Визначення величини еквівалентного моменту

Еквівалентний момент у k -му перерізі встановлюють таким чином

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{\text{зг}}^2 + 0,75 \cdot T^2}.$$

4.3.5. Визначення діаметрів вала в небезпечних перерізах

У кожному небезпечному перерізі знаходять мінімально допустимий діаметр вала (мм) за умови його міцності й достатньої жорсткості, тобто

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{екв}}}{\pi[\sigma]_{\text{вг}}}},$$

де $[\sigma]_{\text{зг}}$ – допустимі напруження вигину, $[\sigma]_{\text{зг}} = 50 \dots 60$ МПа.

Якщо хоча б в одному небезпечному перерізі вал виявиться надто тонким, то його діаметр треба збільшити до мінімально допустимого. Іноді при цьому збільшення потребують також розміри інших частин вала, що й виконують, відредагувавши його тривимірну модель.

4.4 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Деталі різних з'єднань проектного редуктора вибирають або за рекомендаціями програми КОМПАС (шпонки і шліці залежно від діаметра вала), або за таблицями з довідкових матеріалів. Тепер необхідно перевірити їх на міцність (на зминання та зріз). Частіше використовують з'єднання призматичними шпонками, як це показано на рис. 4.5.

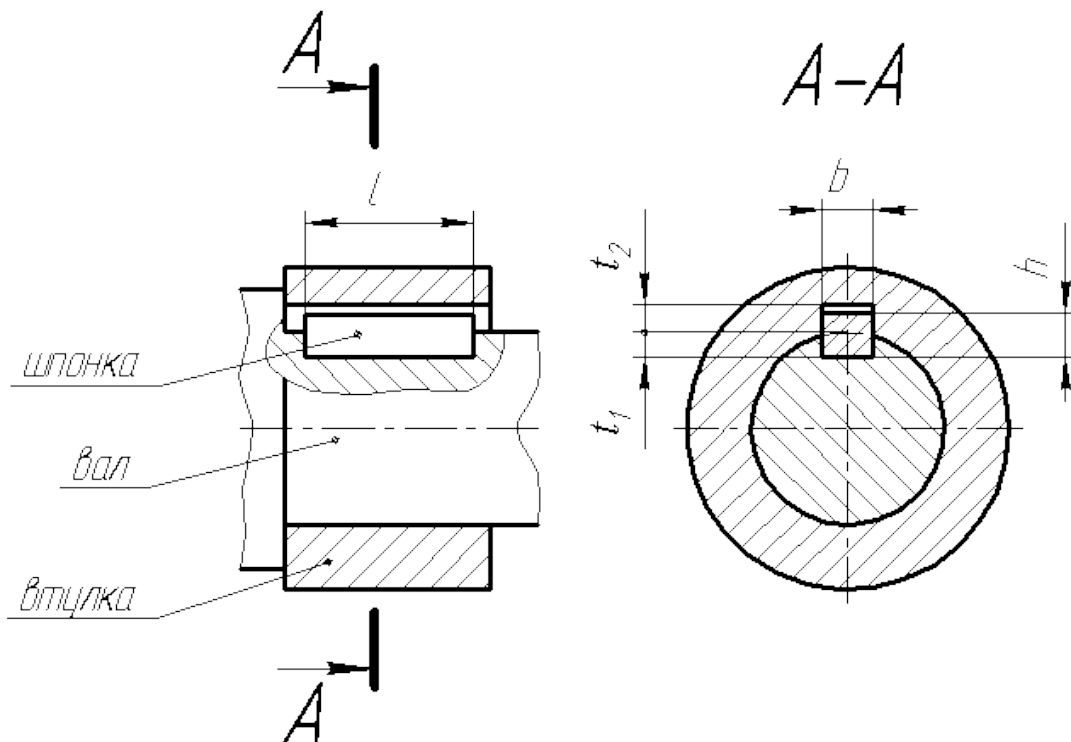


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема шпонкового з'єднання

Вибрані шпонки перевіряють на зминання. Сталь, з якої виготовляють шпонки, зазвичай міцніша від матеріалу маточини зубчастих коліс, тому фактично перевіряють самі маточини.

Напруження зминання шпонки, що виникають під час її роботи, не мають перевищити допустимі для матеріалу, з якого буде виготовлено маточину колеса, тобто

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_i}{d_i(h-t)\ell_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де T_i – обертаючий момент на конкретному валі, Н·мм;

d_i – діаметр конкретного вала, мм ($i = 1, 2$);

h – висота шпонки, мм;

t – глибина паза шпонки вала, мм;

ℓ_p – робоча довжина шпонки, мм; якщо шпонка має округлені торці, то $\ell_p = l - b$, де l , b – повна довжина і ширина шпонки, відповідно, мм;

$[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження зминання, МПа. Для сталевих маточин значення цієї величини перебуває в межах від 60 до 100 МПа, а для чавунної – від 40 до 60 МПа.

Якщо напруження зминання виявиться більш як на 5 % вищим від допустимого, то слід збільшити довжину шпонки або встановити дві шпонки під кутом 180° одна до одної.

Коли ж напруження буде значно нижчим, то можна передбачити менший типорозмір шпонки. Для цього доведеться внести зміни в тривимірні моделі вала та зубчастого колеса.

Перевірний розрахунок шліцевого з'єднання дуже подібний до розрахунку шпонки, відмінність полягає в тому, що додатково має бути обчислена сумарна площа поверхні зминання у перерізі всіх шліців з'єднання [6, т. 2, с. 73].

4.5 Розрахунок вихідних кінців валів редуктора

У процесі розрахунку обчислюють розміри діаметрів вихідних кінців валів, беручи до уваги їхню міцність на

кручення при знижених значеннях дотичного напруження в перерізах, мм

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16T_i}{\pi[\tau]_{кр}}},$$

де $[\tau]_{кр}$ – допустиме дотичне напруження з урахуванням впливу згину, $[\tau]_{кр} = 15 \dots 30$ МПа.

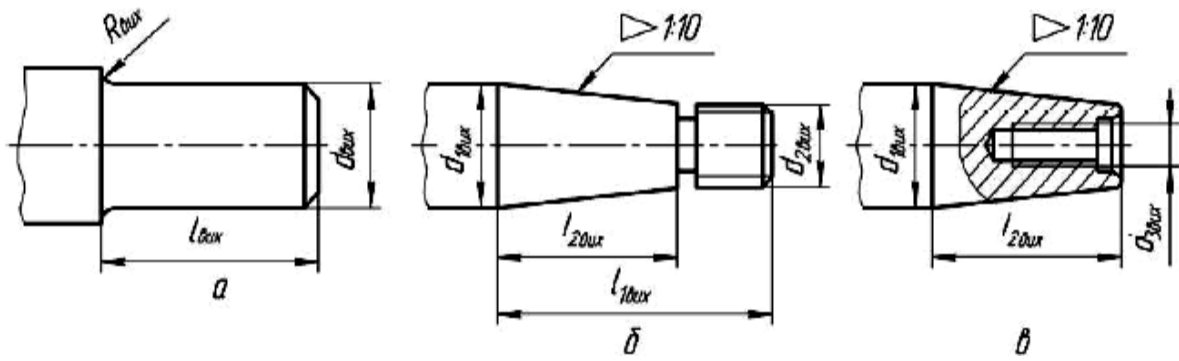
Якщо діаметр вихідного кінця швидкохідного вала редуктора вийшов меншим за діаметр вала електродвигуна, то його можна (але не обов'язково) збільшити до величини останнього.

Перед розрахунком вибирають вид вихідного кінця вала – циліндричний (а) або конічний I, II типів (б, в) (рис. 4.6), а потім приймають його остаточні розміри (діаметр і довжину), округляючи у більший бік до найближчого значення із стандартного ряду (ГОСТ 6636–72).

Для виконання курсового проекту беруть значення діаметрів вихідних кінців циліндричної форми з ряду 1 (рідше з ряду 2), що показано в табл. 4.3. Там же подано відповідні діаметрам значення довжини, радіусів закруглень і фасок (рис. 4.6).

Таблиця 4.3 – Параметри кінців валів циліндричної форми

d_i	Ряд 1	6; 7	8; 9	10; 11	12; 14	16; 18	20; 22	25; 28		32; 36	40; 45	50	55	60; 70		80; 90	100; 110
	Ряд 2					19	24		30	38	42; 48		53	63; 65	75	85; 95	105; 120
$l_{вих}$		16	20	23	30	40	50	60	80	80	110	110	110	140	140	170	210
$R_{вих}$		0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0
$c_{вих}$		0,2	0,4	0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5



а) циліндричний; б) конічний I типу; в) конічний II типу

Рисунок 4.6 – Варіанти вихідного кінця вала



Питання для самоконтролю

1 З визначення якого параметра починають розрахунок вихідного кінця вала?

2 Чи слід округляти обчислений діаметр вихідного кінця вала до стандартного?

3 Назвіть основні типи вихідних кінців валів.

4 Що являє собою значення допустимого дотичного напруження на валу?

5 На які напруження (вигину чи зрізу) розраховані вихідні кінці валів?

6 Яким чином спрямовуються осьові сили в напівшевронах?

7 Як можна перевірити міцність валів реверсивних редукторів?

8 Як можна пояснити поняття небезпечного перерізу вала?

9 Що являє собою коефіцієнт запасу міцності?

10 Що таке концентратори напружень?

11 Яка форма шийок під підшипники найбільш поширена у конструкціях валів редукторів загального призначення?

12 Вкажіть основну відмінність орієнтовного і наближеного розрахунків вала на міцність.

13 Вкажіть послідовність проведення розрахунків на міцність при конструюванні валів редуктора.

14 У якому випадку на епюрі згинаючих моментів, яку побудовано у процесі наближеного розрахунку вала редуктора, утвориться «стрибок»?

15 Вкажіть основні вимоги, які пред'являють до матеріалів валів редукторів.

Приклад розрахунку

Задача розрахунку: визначити розміри валів з умови міцності на кручення.

Вихідні дані:

обертаючі моменти на валах: $T_{II} = 20,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$
 $T_{III} = 127,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$
 $T_{IV} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Розрахунок

Діаметр вала з умови міцності

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}},$$

де $[\tau]_{кр}$ – допустимі дотичні напруження, $[\tau]_{кр} = 15...30 \text{ МПа}.$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 20,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 17,4 \text{ мм};$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 127,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 31,9 \text{ мм};$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 53,47 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $d_{II} = 20 \text{ мм}, \quad d_{III} = 35 \text{ мм}, \quad d_{IV} = 55 \text{ мм}.$

По отриманих діаметрах валів редуктора попередньо приймаємо за ГОСТ 8338-75 наступні підшипники:

- для ведучого вала

№204 $d = 20$ мм; $D = 47$ мм; $B = 14$ мм;

- для проміжного вала

№207 $d = 35$ мм; $D = 72$ мм; $B = 17$ мм;

- для веденого вала

№211 $d = 55$ мм; $D = 100$ мм; $B = 21$ мм.

5 ВИБІР ПІДШИПНИКІВ І ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ВАЛІВ У СКЛАДЕНОМУ ВИГЛЯДІ

Після визначення діаметрів валів з перевіркою їх на статичну міцність та жорсткість і встановлення розмірів вихідних кінців валів переходять до створення їх тривимірних моделей. Цю роботу починають з вибору компонування вала в складеному вигляді. Керуючись розрахунками (підрозд. 1.3), перевагу віддають загальному компонуванню редуктора і компонуванню підшипникових вузлів (рис. 5.1), за допомогою яких вали встановлюють у корпусі редуктора.

На даному етапі необхідно було б переконатися в правильності зробленого вибору або внести в конструкцію зміни. При визначенні діаметрів ступенів вала (так зазвичай називають його гладкі циліндричні або конічні частини) за основу беруть розраховане в розд. 4 значення діаметра вихідного кінця вала (на рис. 5.1 – $\varnothing 16$).

Створюючи тривимірну модель будь-якої деталі, необхідно користуватися літературою [8, т. 1, с. 481], щоб правильно будувати стандартизовані та нормалізовані конструктивні елементи (вже готові тривимірні моделі зубчастих коліс також слід перевіряти на відповідність зазначеним вимогам). Існують певні відмінності між принципом побудови складальних одиниць валів у циліндричних, конічних та черв'ячних зубчастих передачах, але завжди цю роботу починають з вибору підшипників.

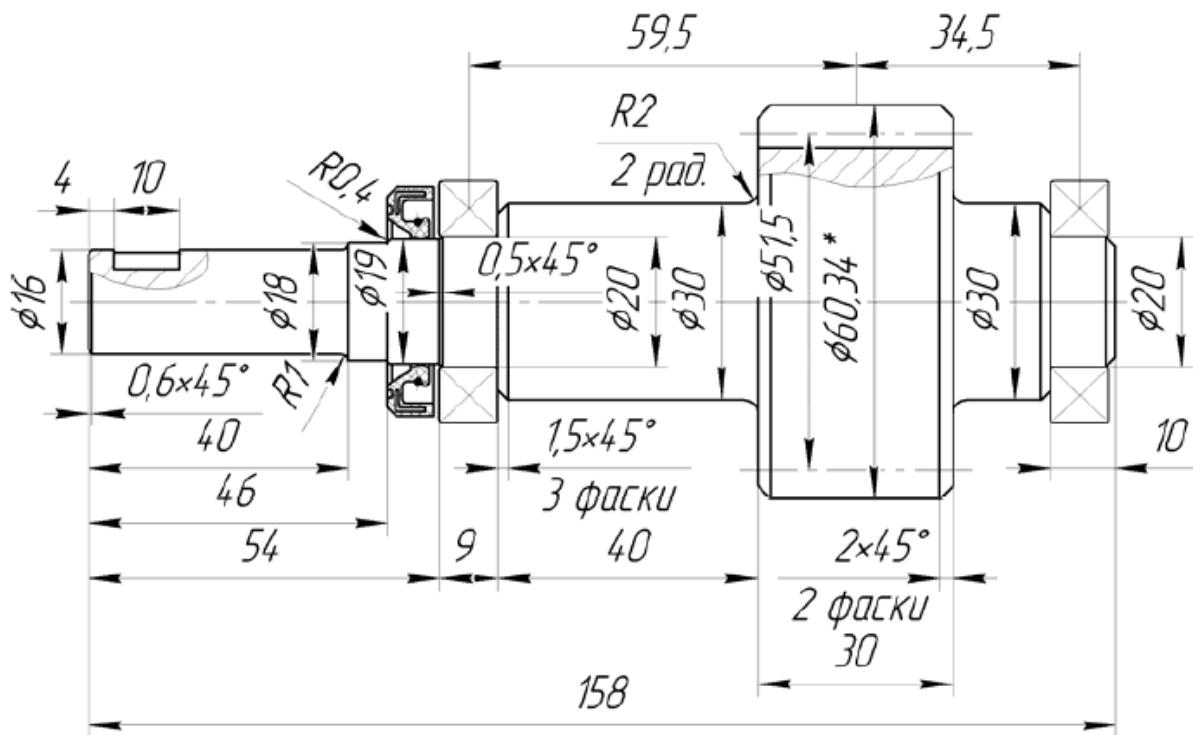


Рисунок 5.1 – Компонування підшипникових вузлів вала

5.1 Типи підшипників кочення та їхні позначення

Найчастіше для описаних вище складальних одиниць використовують підшипники кочення, підбір яких починають, керуючись вимогами ГОСТ 8338–75, передбаченими для діаметра отвору під вал, який дорівнює 30 мм. З цією метою спочатку вставляють у підшипниковий вузол недорогі підшипники надлегких 1, 2, особливо легких 3, 4 і легких 5 серій, а якщо вони не підходять за вантажопідйомністю або довговічністю, то починають встановлювати підшипник середньої 6 і важкої 7 серій. За параметром ширини розрізняють вузьку 3, нормальну 4, широку і особливо широку серії. Причому у виробництві підшипників для одного стандарту або типу не завжди передбачено випуск усіх серій. Користуючись елементом програми КОМПАС «Библиотеки Стандартных Изделий», кожен з них можна знайти в папці з номером стандарту «Подшипник ГОСТ 8338–75», двічі клацнувши лівою кнопкою миші по рядку «d, внутренний диаметр» таблиці вибору підшипників.

Увівши значення діаметра 30 у ліву колонку таблиці «Выбор типоразмеров и параметров», яка при цьому з'явилася, відкривають усі можливі варіанти підшипників цього стандарту із розміром внутрішнього діаметра отвору 30 мм та різними значеннями зовнішнього діаметра й ширини.

Умовні позначення підшипників кочення в Україні відповідають прийнятим у державах СНД. Маркування підшипників складається із стандартизованого умовного позначення за ГОСТ 3189–89 і товарного знака заводу-виробника.

5.2 Особливості конструювання валів циліндричних редукторів

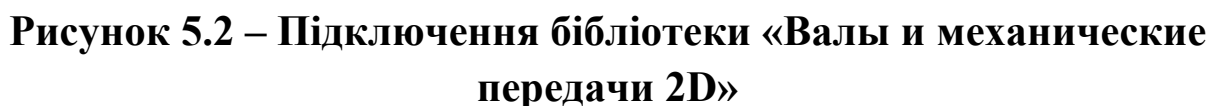
Вали циліндричних редукторів зазвичай спираються на кулькові, рідше – на роликові радіальні підшипники. Якщо передача косозуба і має великий кут нахилу лінії зубця, то можна застосовувати радіально-упорні підшипники, але, наприклад, шевронні колеса, зрівноважені за осьовими силами, таких підшипників не потребують.

Найчастіше внутрішні кільця підшипників безпосередньо або через масловідбивальні кільця (дистанційні втулки) упираються в буртики вала ліворуч чи праворуч від зубчастого колеса, а зовнішні кільця стискаються назустріч одне одному виступами кришок підшипникових вузлів, одна з яких глуха, а друга – прохідна (у вихідному кінці вала). Саме такі процеси відбуваються в нагрітому до робочої температури підшипнику, але в холодному стані між однією з кришок на валу та зовнішнім кільцем підшипника має бути зазор величиною від 0,5 до 1,0 мм [9, т. 2, с. 250]. Правильним було б зобразити цей вузол без проміжку, але тоді необхідно задати розмір висоти упорної частини кришки з допуском гарантованого зазору, наприклад *b12* або *b13*. Конічні ж підшипники завжди мають бути стиснені деяким попереднім монтажним осьовим зусиллям, яке виключає перекіс тіл кочення по відношенню до кілець підшипника.

5.3 Побудова тривимірної моделі вала

КОМПАС-3D дозволяє створити вал і вал-шестірню декількома способами. Можна накреслити використовуючи графічні примітиви і просторове мислення, а можна створити деталь. Так само, за допомогою Прикладних бібліотек зробити майже те ж саме, креслення і модель.

Для створення креслення вала або шестірні, в документі креслення треба запустити «Валы и механические передачи 2D», в розділі «Механика» вкладення «Приложения» головного меню (рис. 5.2).



Активувавши побудову моделі і вибравши тип відтворення (рис. 5.3), варто вказати точку початку.

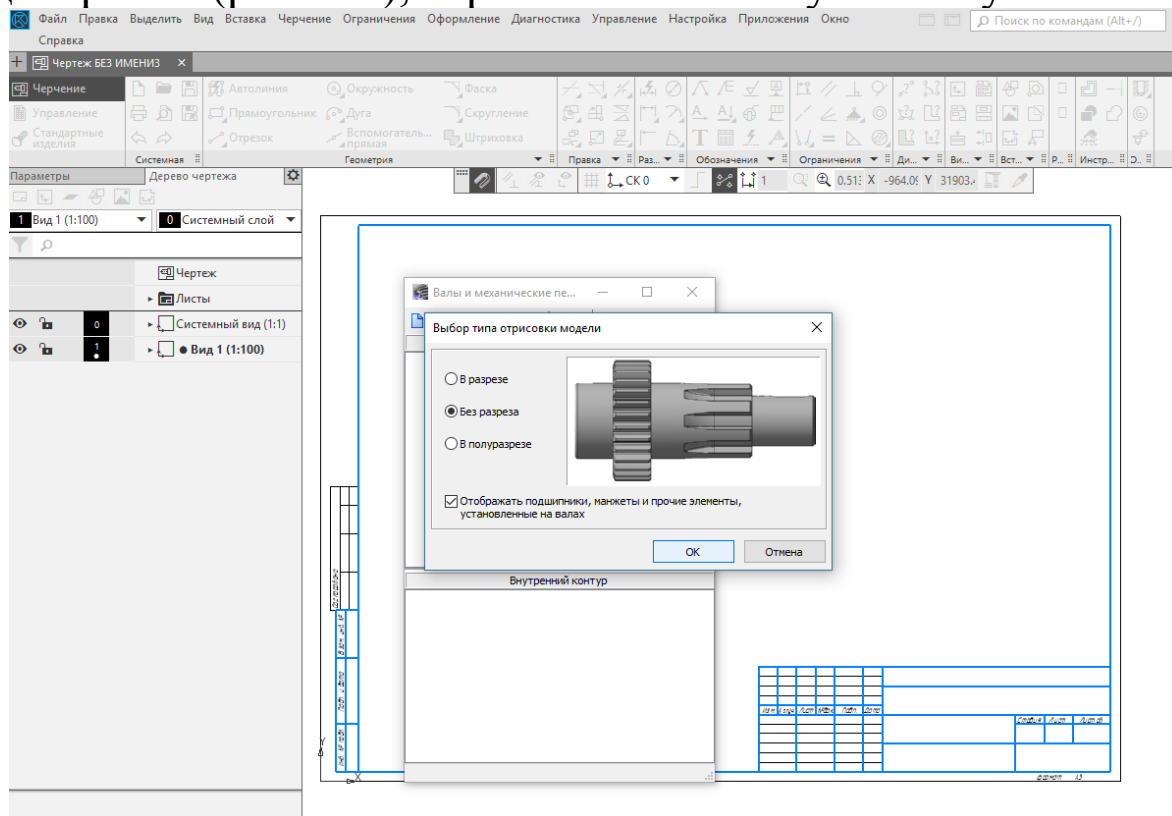


Рисунок 5.3 – Створення нової моделі і вибір типу відтворення

На наступному етапі треба вибрати потрібну ступінь. Вказати її розміри, параметри зліва і справа (рис. 5.4).

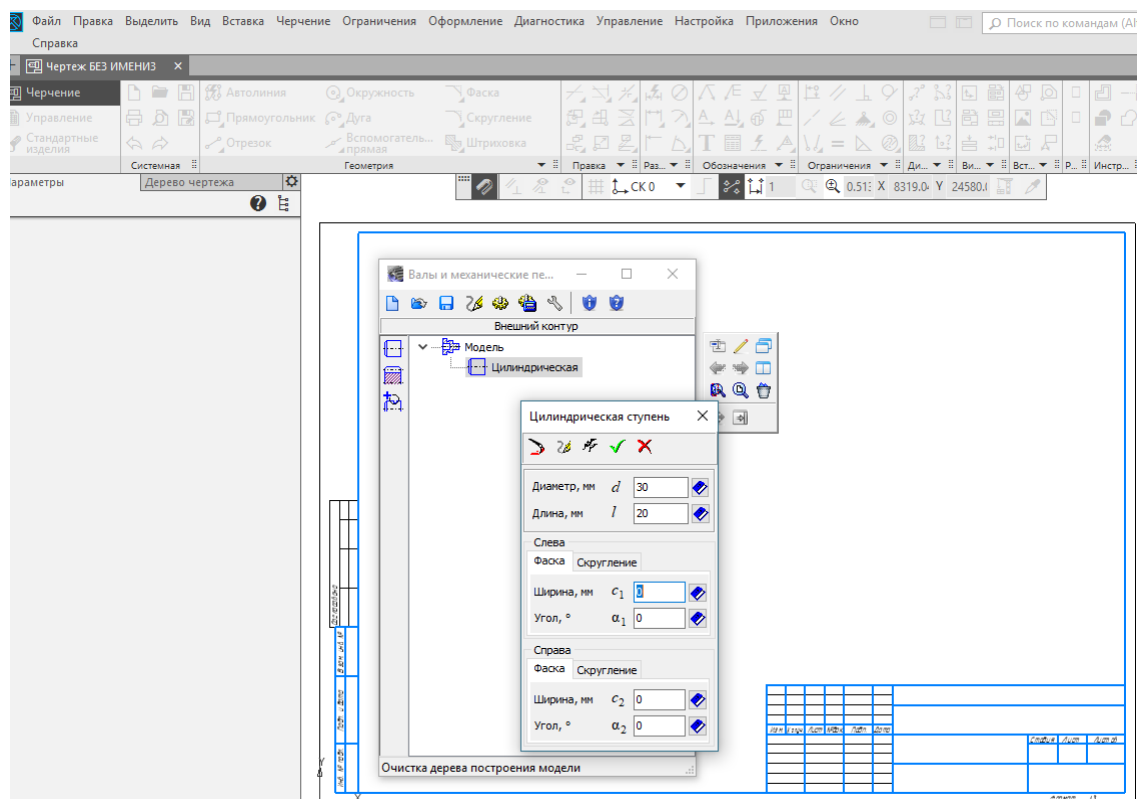


Рисунок 5.4 – Створення циліндричної ступені

Далі переходимо до створення і генерування тривимірної моделі вала (рисунки 5.5 та 5.6).

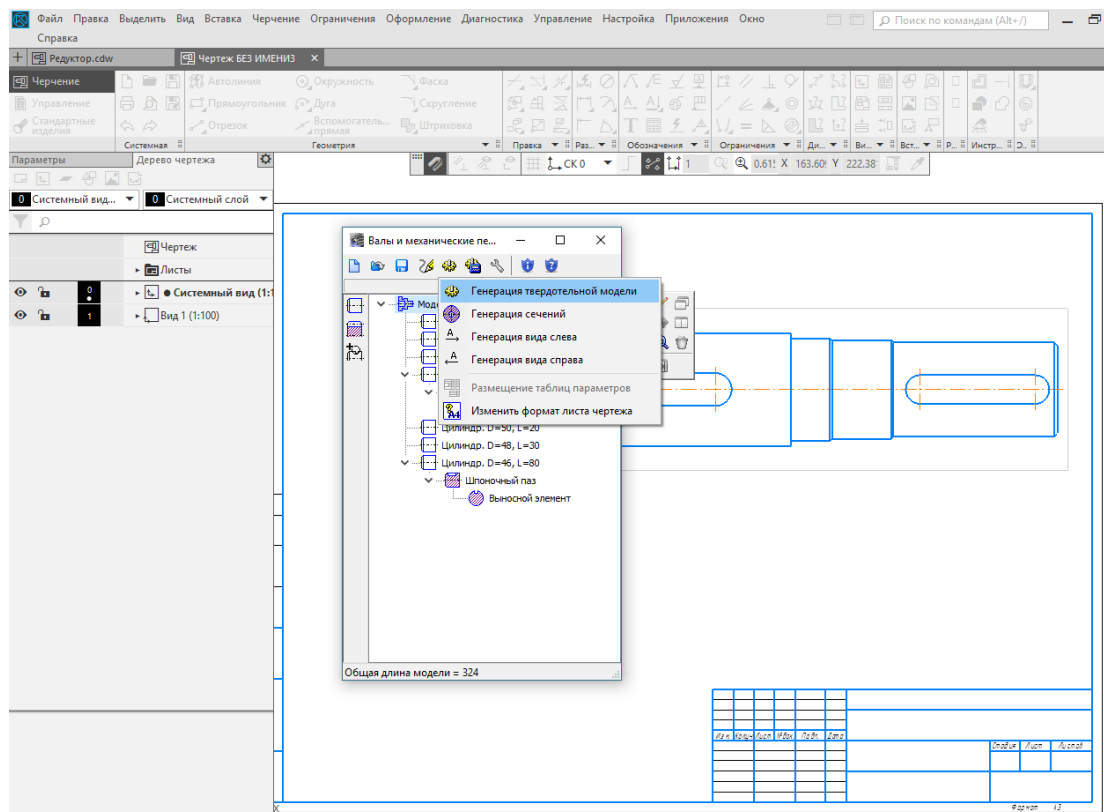


Рисунок 5.5 – Створення моделі вала

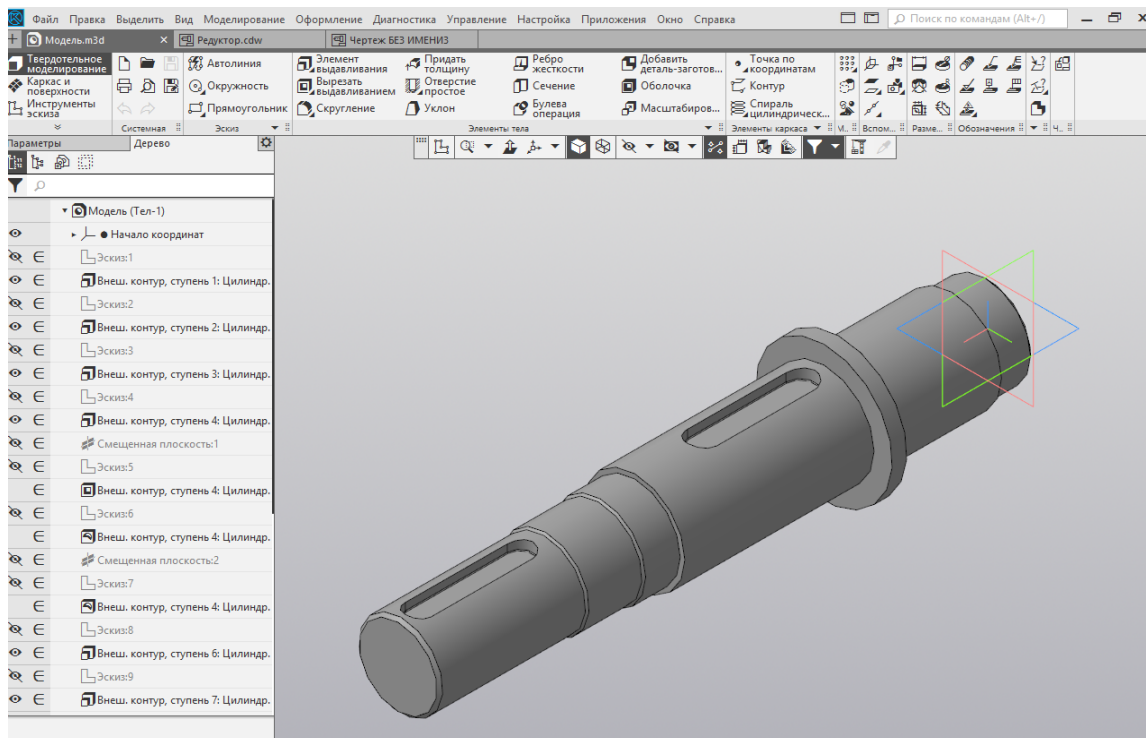


Рисунок 5.6 – Генерація тривимірної моделі вала

5.4 Вибір підшипників

Вибір підшипників залежить від виду навантаження на валі. При відсутності осьового навантаження (циліндричні, прямозубі і шевронні передачі) обирають радіальні підшипники: кулькові підшипники радіальні однорядні і роликові радіальні з короткими циліндричними роликами. Роликопідшипники мають більшу навантажувальну спроможність при однакових габаритах. Їх зазвичай використовують при потужності редуктора понад 8 кВт. Роликопідшипники не здатні сприймати осьове навантаження. Кулькові підшипники припускають осьове навантаження (до 70% невикористаного радіального).

Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні встановлюють при невеликих осьових навантаженнях, що створюють циліндричні косозубі і конічні прямозубі передачі невеликої потужності. Роликопідшипники конічні однорядні використовують при значних осьових навантаженнях у конічних передачах із круговими зубцями і черв'ячних, а також при потужності редукторів понад 10 кВт. Конічні роликопідшипники і радіально-упорні кулькові підшипники встановлюють попарно для усунення осьових зазорів.

При наявності тільки осьового навантаження вибираються радіальні кулькові підшипники. Спочатку обирають підшипники легкої серії; при недостатній навантажувальній спроможності опор обираються підшипники більшого діаметра або підшипники іншої (важчої) серії.

5.5 Розрахунок підшипників при дії радіального навантаження

Радіальні кулькові та роликопідшипники призначені для сприймання здебільшого радіального навантаження, проте вони здатні витримувати й незначне осьове навантаження. Для вибраного підшипника з бібліотеки стандартних виробів

(рис. 5.7) або з довідкової літератури виписують значення базової динамічної вантажопідйомності.

Визначають еквівалентне навантаження, що діє на підшипник, а саме:

$$Q_{\text{екв}} = X \cdot V \cdot F_r \cdot k_6 \cdot k_t,$$

де X – коефіцієнт радіального навантаження, $X = 1,0$;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1,0$;

F_r – радіальне навантаження на опору, Н;

k_6 – коефіцієнт безпеки, залежно від умов його значення приймають у діапазоні від 1,0 до 2,5 (таблиця 5.1);

k_t – температурний коефіцієнт, $k_t = 1,0$, оскільки робоча температура підшипників кочення, як правило, не перевищує 100 °С.

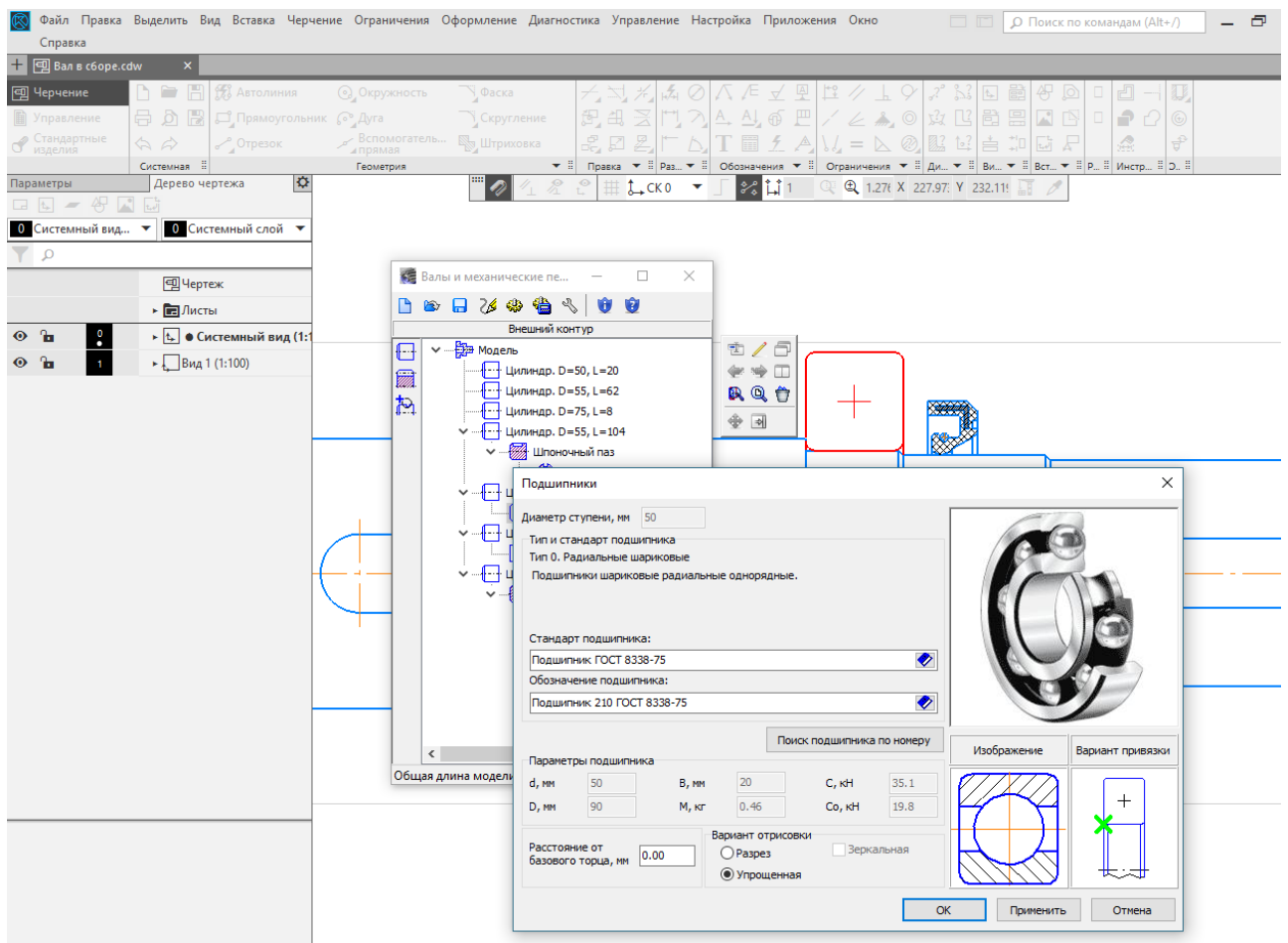


Рисунок 5.7 – Вибір підшипників для вала

Таблиця 5.1 – Значення коефіцієнта безпеки

Характер навантаження на підшипники	k_δ
Спокійне навантаження без поштовхів	1
Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження до 125% номінального розрахункового навантаження	1...1,2
Помірні поштовхи. Вібраційне навантаження. Короткочасне перевантаження до 150% номінального навантаження	1,3...1,5
Те ж саме, в умовах підвищеної надійності	1,5...1,8
Навантаження із значними поштовхами та вібрацією. Короткочасні перевантаження до 200% номінального навантаження	1,8...2,5
Навантаження з сильними ударами, короткочасні перевантаження до 300% номінального розрахункового навантаження	2,5...3

Визначають номінальну довговічність (ресурс) підшипників у мільйонах обертів або у годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_i} \left(\frac{C}{Q_{\text{екв}}} \right)^p,$$

де p – показник степеня довговічності, для кулькопідшипників $p = 3$, для роликотпідшипників – $10/3$;

n_i – частота обертання i -го вала, об./хв.

Отримані значення ресурсу порівнюють із встановленим у завданні на курсове проектування. Якщо розрахована довговічність менша від заданої або перевищує її більш ніж у 10 разів, то приймають інший відповідний типорозмір підшипника.

5.6 Розрахунок підшипників при дії радіального і осьового навантажень

Радіальні підшипники здатні сприймати як радіальні зусилля, так і осьові, що не перевищують 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

Для вибраного з довідкової літератури [5] підшипника виписати значення базової динамічної C (іноді її позначають C_r) і статичної C_0 (іноді її позначають через C_{0r}) вантажопідйомності.

Послідовність розрахунку підшипників:

– Установити величину відношення осьової сили, що виникає в зубчастій передачі, до статичної вантажопідйомності підшипника,

$$\frac{F_a}{C_0},$$

і за його величиною з табл. 5.2, знайти величину параметра осьового навантаження e .

– Розрахувати відношення величини осьової сили, що виникає в зубчастій передачі, до радіальних навантажень на підшипники двох опор вала

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} \text{ і } \frac{F_a}{VF_{rB}}.$$

– Визначити еквівалентне навантаження, що діє на кожен підшипник

$$P = (X \cdot V \cdot F_{rj} + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ якщо } \frac{F_a}{VF_{rj}} > e;$$

$$P = V \cdot F_{rj} \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ якщо } \frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e,$$

де X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, відповідно, значення яких вибирають з таблиці 5.2, а решту коефіцієнтів визначають як описано вище в п. 5.5.

Таблиця 5.2 – Значення параметра e та коефіцієнтів X , Y для радіальних кулькових підшипників

$\frac{F_a}{C_0}$	e^*	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
		X^*	Y^*	X^*	Y^*
0,014	0,19	1,00	0,00	0,56	2,30
0,028	0,22				1,99
0,056	0,26				1,71
0,084	0,28				1,55
0,11	0,30				1,45
0,17	0,34				1,31
0,28	0,38				1,15
0,42	0,42				1,04
0,56	0,44				1,00

* При визначенні параметрів e , X та Y виконати лінійну інтерполяцію.

5.7 Редагування розмірів валів і місць монтування підшипників на валах

При побудові ескізу складальної одиниці може з'ясуватися, що вали передачі виявилися занадто довгими чи короткими або підшипники одного з валів (наприклад, одноступеневого редуктора) розташовані на різній відстані від зубчастого колеса або не на одній лінії з підшипниками іншого вала. На рис. 5.8 майже всі підшипники, за винятком лівого нижнього, розташовані правильно. Як бачимо, підшипник швидкохідного вала встановлено зі зміщенням до інших з нижнього ряду. Отже, треба відредагувати елементи вала і переробити службовий ескіз площини рознімного з'єднання корпусу.

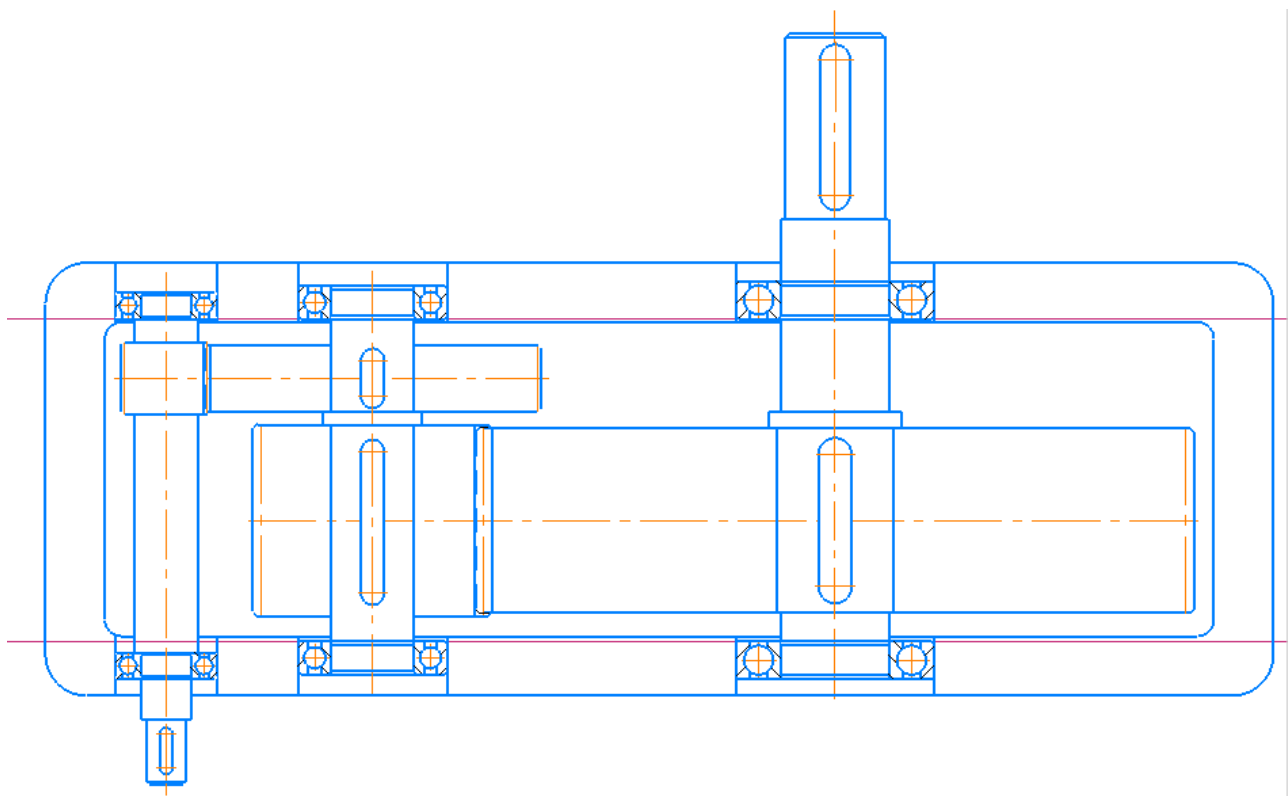


Рисунок 5.8 – Ескіз площини рознімного з'єднання корпусу

Стандартизовані елементи з бібліотек програми КОМПАС редагують аналогічно, але тоді знову відкривають вікно бібліотеки, у якому слід вибрати інший подібний елемент. Відредаговані файли мають бути збережені під уже наданими їм іменами.



Питання для самоконтролю

- 1 Діаметр якої частини вала переважно мінімальний?
- 2 Які підшипники встановлюють на валах циліндричної прямозубої передачі?
- 3 Які підшипники встановлюють на валах циліндричної косозубої передачі?
- 4 Які підшипники найчастіше монтують на валах конічної передачі?
- 5 Підшипниками якого типу здебільшого обладнують черв'ячні передачі?

6 Котре з двох кілець підшипника має упиратися в буртик вала, на якому цей підшипник встановлено?

7 Що являє собою довговічність підшипника?

8 У чому полягає різниця між радіальним та радіально-упорним підшипником?

9 У якого типу файлів програми КОМПАС будують зображення складальних одиниць?

10 Яка різниця між базовою статичною і динамічною вантажопідйомністю підшипника?

6 ПОБУДОВА ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЕЙ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС, КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ І РЕДУКТОРА

У підрозділі детально розглянуто об'ємне відображення коліс циліндричних передач та їх зачеплень, корпусних та інших деталей, редуктора засобами програми тривимірного моделювання КОМПАС.

Усі приклади та коментарі, які стосуються побудови тривимірних моделей, графічних і текстових документів засобами програмного середовища КОМПАС, у посібнику викладено для стандартного інтерфейсу машинобудівного профілю в стилі Microsoft® Office 2010.

Точне дотримання загальних правил створення всіх електронних моделей деталей і складальних одиниць дасть можливість уникати втрат інформації і накопичення неточностей в конструкторських документах. Перш за все, рекомендується створити нову папку, де зазначаються особисті дані студента (прізвище, група, номер варіанта курсового проекту), і в якій треба зберігати файли, пов'язані з виконанням проекту.

Файли належить зберігати під упізнаваними надалі іменами, наприклад, «Шестерня», «Колесо», «Вал тихоходный», «Крышка сквозная», «Редуктор» і завжди поміщати їх в одну й ту саму папку. Як на стадії побудови тривимірної моделі деталі, так і при її редагуванні, треба обов'язково заповнити клітинки панелі з переліком властивостей файлу деталі.

6.1 Побудова зубчастих коліс циліндричної передачі за допомогою модуля КОМПАС 2D

Для початку побудови тривимірної моделі циліндричного зубчастого колеса в бібліотеці КОМПАС-SHAFT 2D створюють новий файл програми у форматі «Чертеж» або

«Фрагмент» і зберігають його під упізнаним надалі ім'ям, наприклад, «Шестерня» або «Колесо», залежно від того, з якої деталі зубчастого зачеплення починають побудову. Потім у меню «Менеджер библиотек» відкривають бібліотеку «Расчет и построение», а в ній – закладку КОМПАС-SHAFT 2D, потім команду «Построение модели». У падаючому меню натискають кнопку «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» вибирають, наприклад, опцію «В полуразрезе» і натискають курсором «ОК», як це показано на рис. 6.1.

Створюючи циліндричну шестірню (зубчасте колесо), задають параметри і запускають розрахунок.

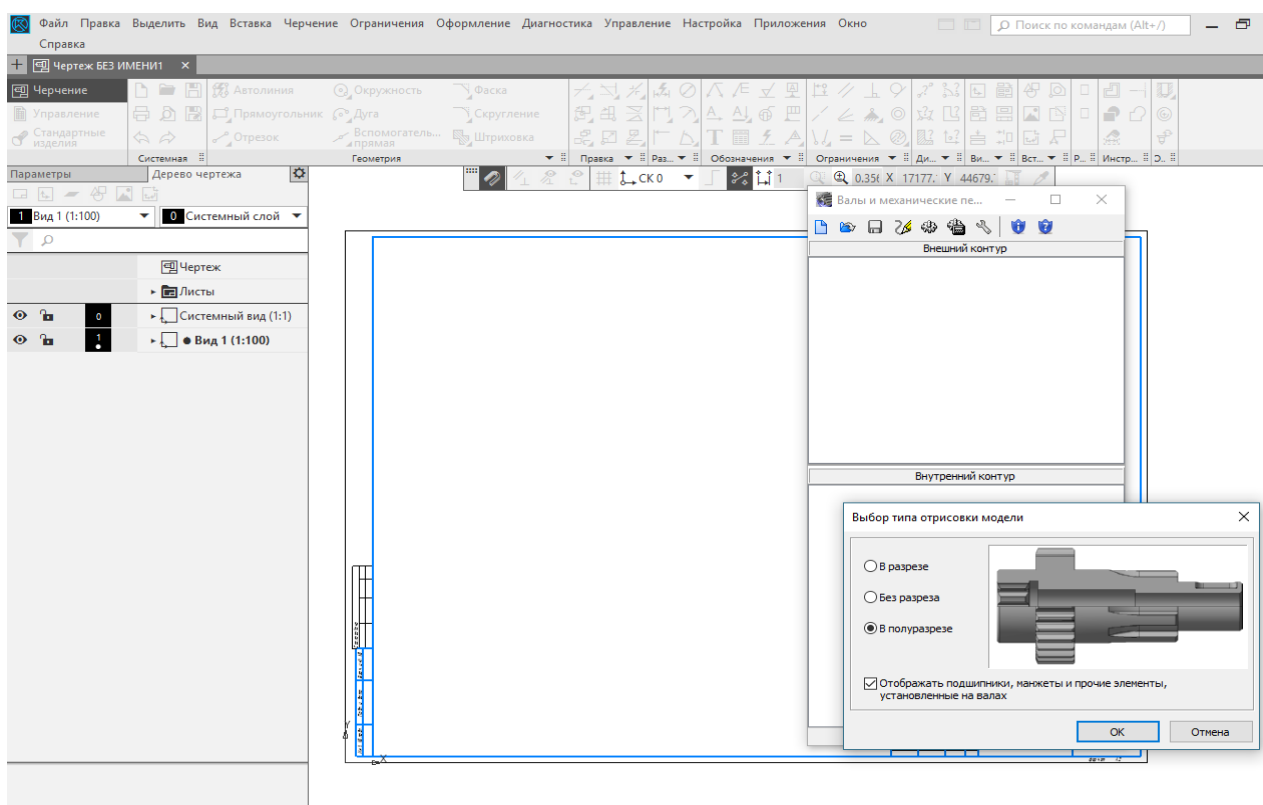


Рисунок 6.1 – Створення нової моделі

Курсором, що набуває вигляду хреста «+», прив'язуються до початку координат на екрані монітора, натискаючи ліву кнопку миші. При цьому знову відкривається меню КОМПАС-SHAFT 2D, де у верхньому вікні «Внешний контур» з'являється вікно «Дерево чертежа». Вибирають саме

це вікно, оскільки в проєктованому редукторі використовуються тільки колеса зовнішнього зачеплення. Потім натискають на кнопку «Элементы механических передач» і вибирають в падаючому підменю тип зубчастої передачі, яку потрібно побудувати в курсовому проєкті, наприклад, «Шестерня цилиндрической зубчатой передачи» (рис. 6.2). Після цього випадає нове підменю розрахунку відповідної передачі.

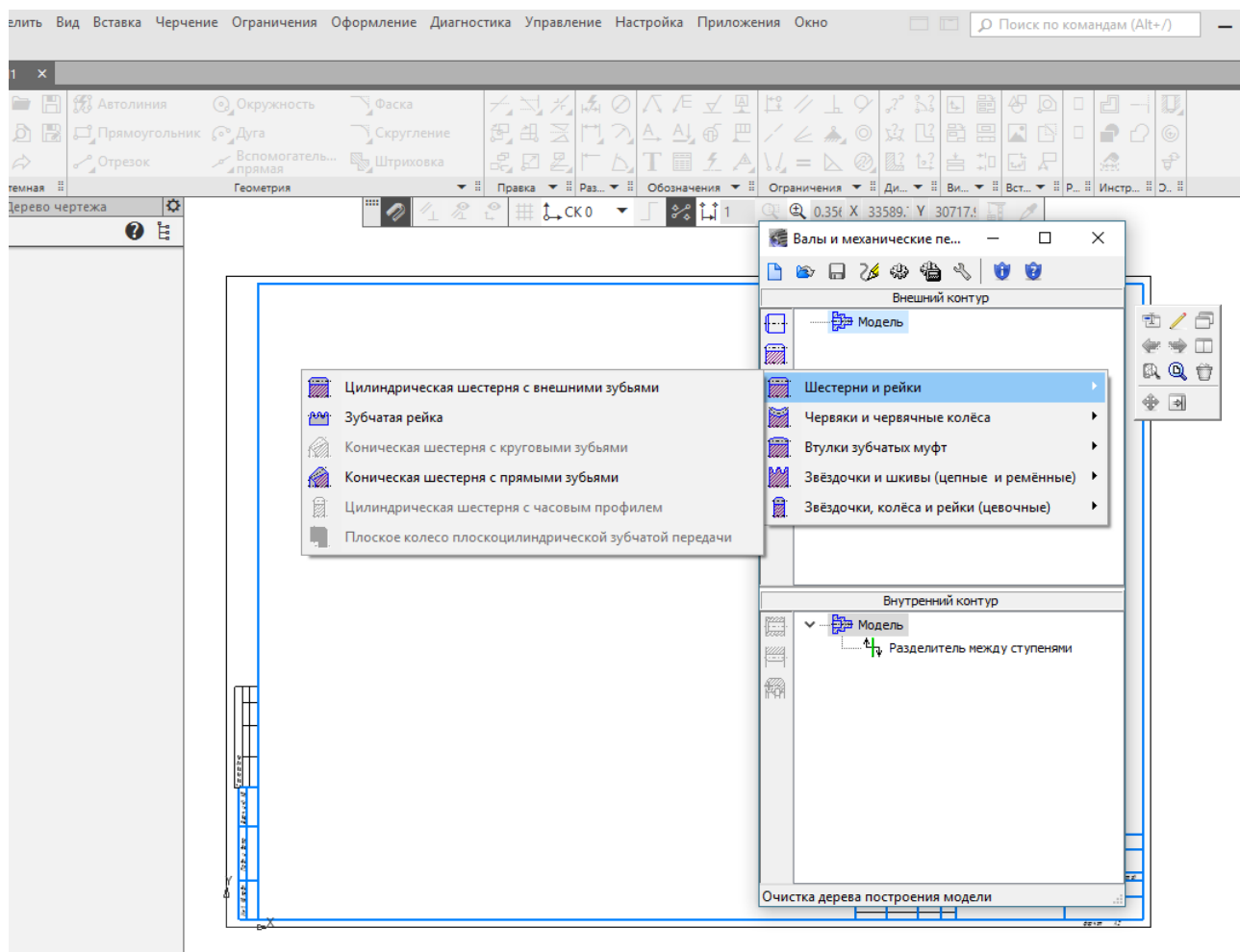


Рисунок 6.2 – Створення нової моделі шестірни

На цьому етапі, як видно з рис. 6.3, є можливість задати параметри фасок і галтелей торців зубчастих коліс передачі, потім натиснути на кнопку «Запуск расчета». Унаслідок цього з'являється нове підменю, за яким можна вибрати послідовність розрахунку із запропонованих програмою варіантів, зокрема «Геометрический расчет», «Расчет на

прочность» і «Расчет на долговечность». Починають з геометричного розрахунку, у той час як кнопки інших розрахунків поки що недоступні.

Далі випадає підменю «Вариант расчета» з вибором способів «По меж осевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес». Можна вибрати будь-який з них, наприклад, «По коэффициентам смещения». Програма пропонує його за умовчанням, як це видно на рис. 6.4.

Решта способів звичайно застосовується при розрахунку спеціальних і багатоступінчастих редукторів, коли конструктору потрібно «вписати» редуктор у конкретні компоновальні розміри вузла або агрегату машини чи використати зображення готових коліс, якими вже обладнані серійні моделі машин.

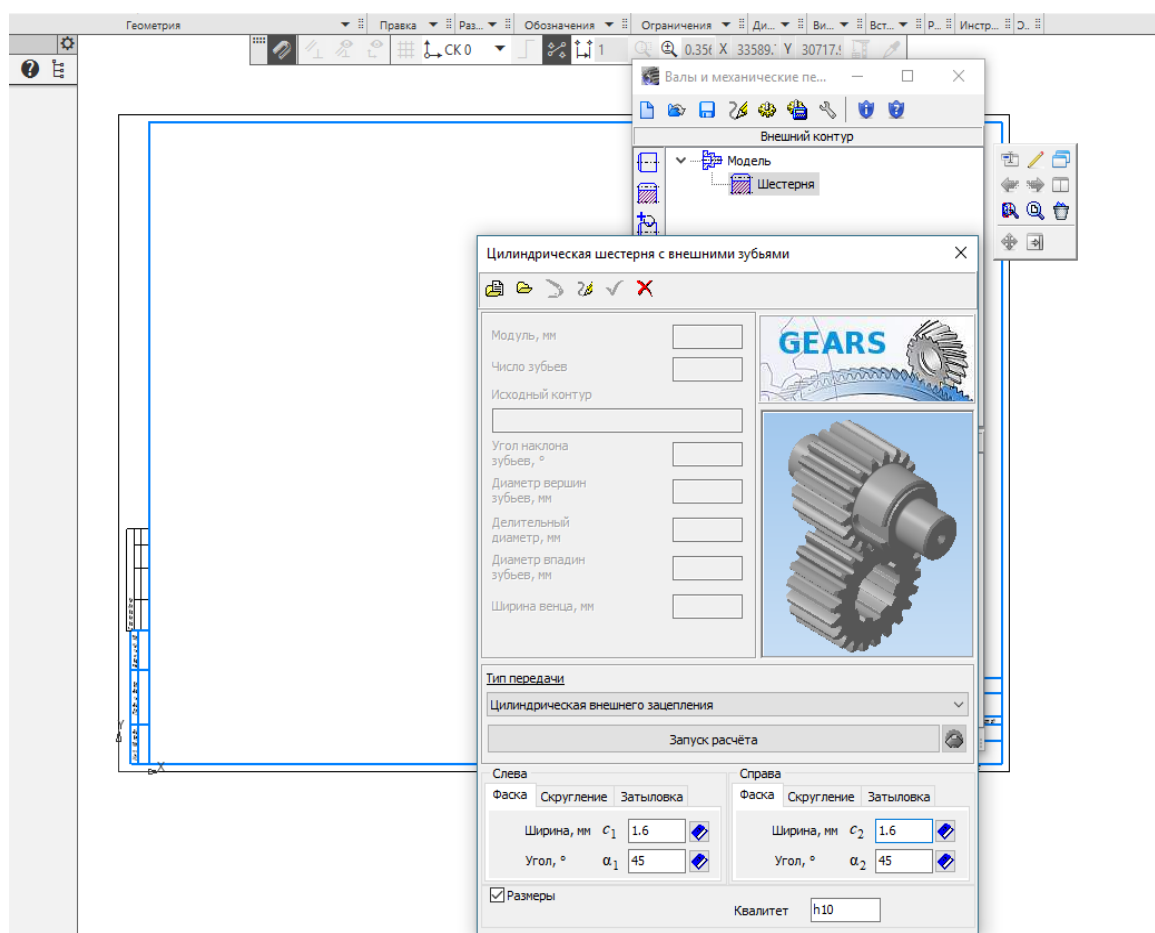


Рисунок 6.3 – Створення циліндричної шестірні і запуск розрахунку

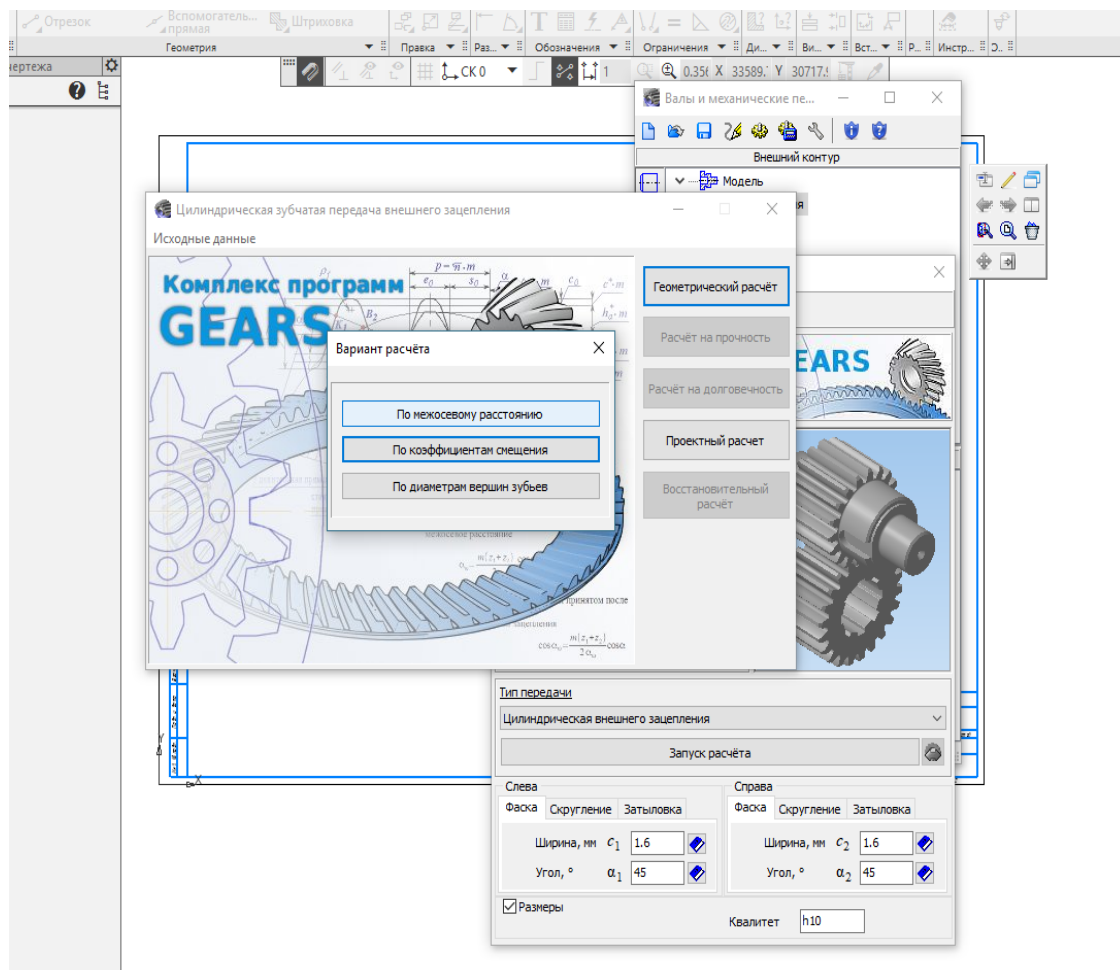


Рисунок 6.4 – Геометричний розрахунок «По коэффициентам смещения»

Натиснувши кнопку «По коэффициентам смещения», розгортають вікно розрахунку «Страница 1» й заповнюють доступні для введення вихідної інформації клітинки відповідно до рис. 6.5. У деяких з них, наприклад, «2. Модуль, мм» міститься кнопка, що відкриває список стандартних значень, з якого можна вибрати відповідне. Так, клітинка «Коэффициент смещения исходного контура» має кнопку вмонтованого калькулятора, натиснувши яку, користувач не тільки запускає розрахунок цієї величини, а й використовує її як рекомендовану програмою, хоча можна було ввести будь-яку іншу.

Після введення на першій сторінці достатнього обсягу інформації стає доступним вікно «Страница 2», у якому за умовчанням наведено дані про ступінь точності виготовлення зубчастих коліс «7-С» та діаметри вершин

зубців. У разі потреби ці параметри можна змінити, а потім натиснути кнопку «Расчет» у вигляді калькулятора.

Наименование и обозначение параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев z_1, z_2	20	80
2. Модуль, мм m_n	2	
3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре β	0° 0' 0"	
4. Направление линии зуба ведущего колеса	прямое	
5. Угол профиля зуба исходного контура α	20° 0' 0"	
6. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура h_a^*	1	
7. Коэффициент радиального зазора исходного контура c^*	0.25	
8. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура ρ_f^*	0.38	
9. Ширина зубчатого венца, мм b_1, b_2	24	22
10. Межосевое расстояние, мм a_w	100	
11. Диаметр измерительного ролика, мм D_I, D_2	3.464	3.4
12. Тип зуборезного инструмента	червячная фреза	червячная фреза
13. Параметры зуборезного инструмента		
Число зубьев z_{o1}, z_{o2}	14	14
Диаметр вершин, мм d_{ao1}, d_{ao2}	90	90

Запуск расчёта

Слева: Фаска, Скругление, Затыловка. Ширина, мм c_1 1.6. Угол, ° α_1 45. ☒ Размеры. Квалитет h10.

Справа: Фаска, Скругление, Затыловка. Ширина, мм c_2 1.6. Угол, ° α_2 45. Квалитет h10.

Рисунок 6.5 – Установка параметров зацепления і розрахунок міжосьової відстані

Після цього у вікні «Ход расчета» висвітлиться повідомлення про нормальний стан контрольованих параметрів зацеплення (рис. 6.6) або про те, що окремі з них не відповідають поставленим вимогам, а тому мають бути змінені. У цьому разі необхідно повернутися на першу сторінку розрахунку й деякі вихідні дані змінити. Далі натискають кнопку «Просмотр результатов расчета», а в новому вікні «Результаты расчета», що при цьому з'явилося, кнопки «Сохранить» та «Печать» (рис. 6.7).

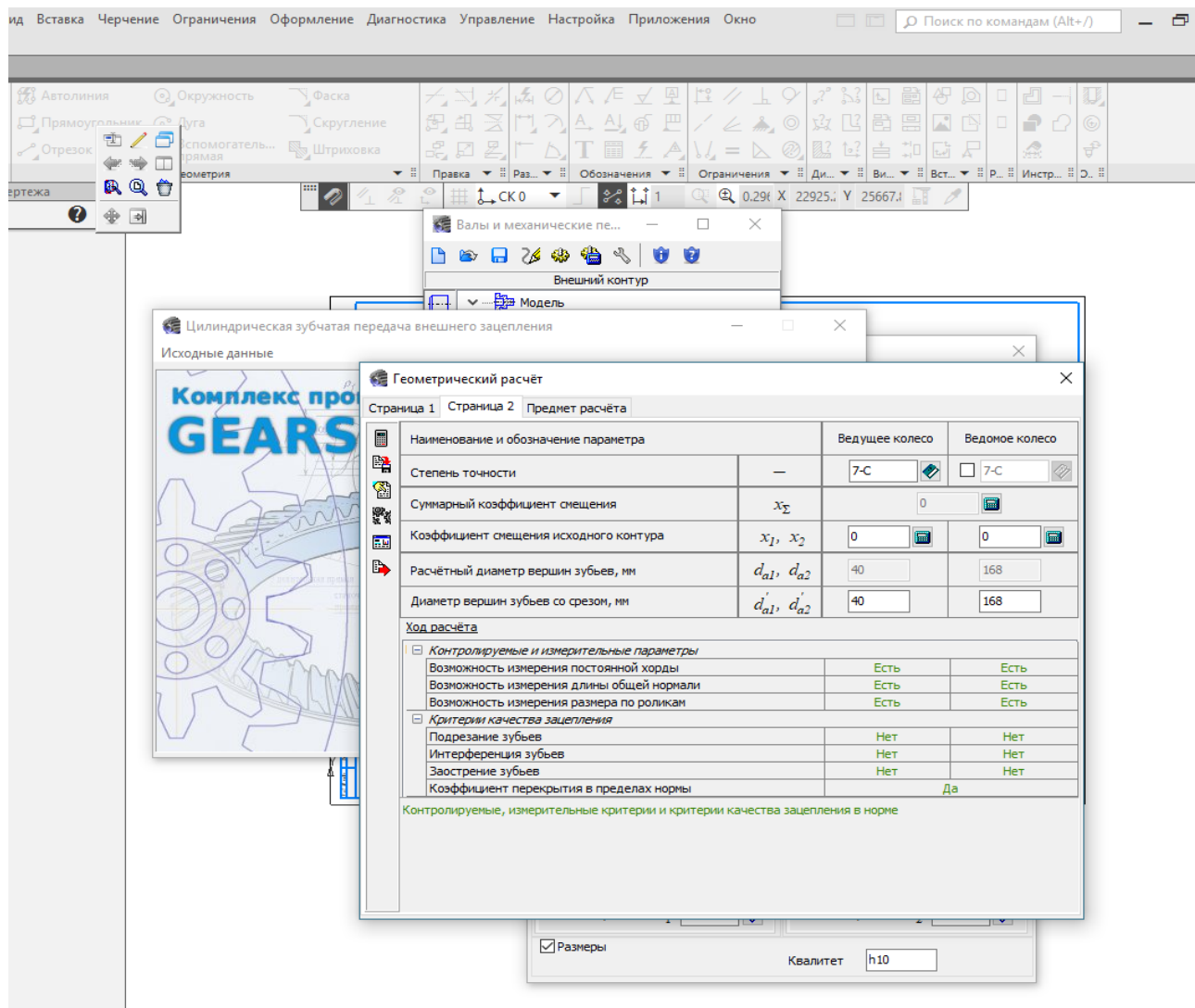


Рисунок 6.6 – Розрахунок коефіцієнтів зміщення і запуск розрахунку

Під час розрахунку є можливість переглянути та зберегти результати розрахунку, використовуючи іконки з лівого боку панелі (рис. 6.7).

Збережені результати розрахунку наведено у додатку Л. Завершуємо розрахунок, натиснувши кнопку «Закончить расчеты» (рис. 6.8).

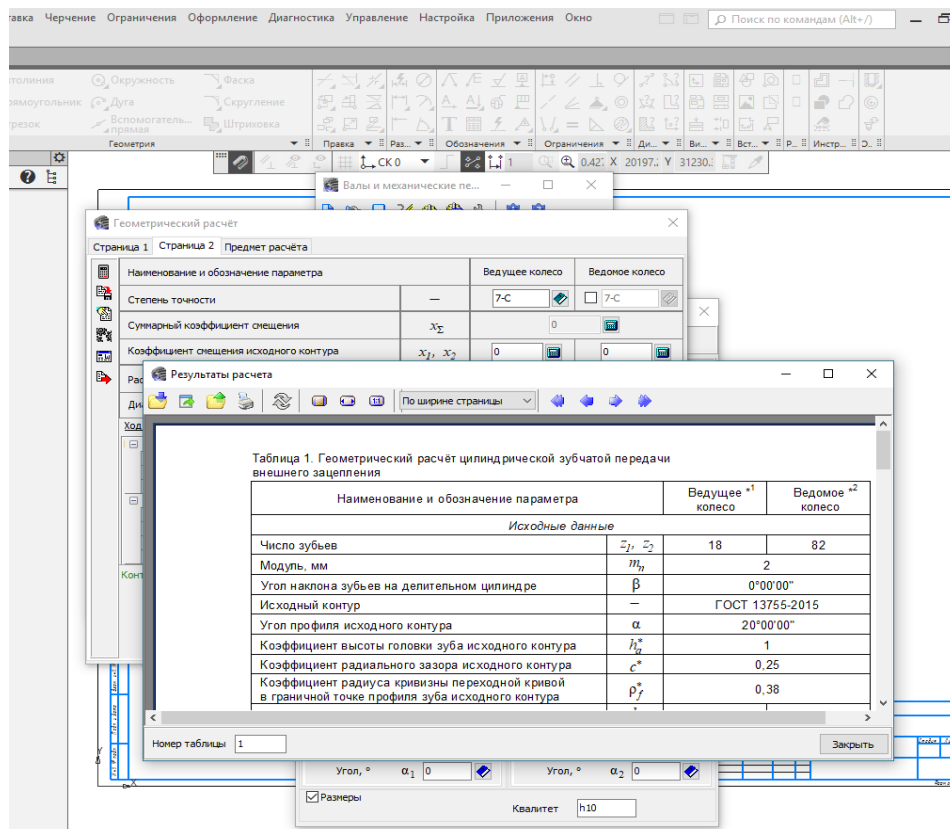


Рисунок 6.7 – Перегляд результатів розрахунку

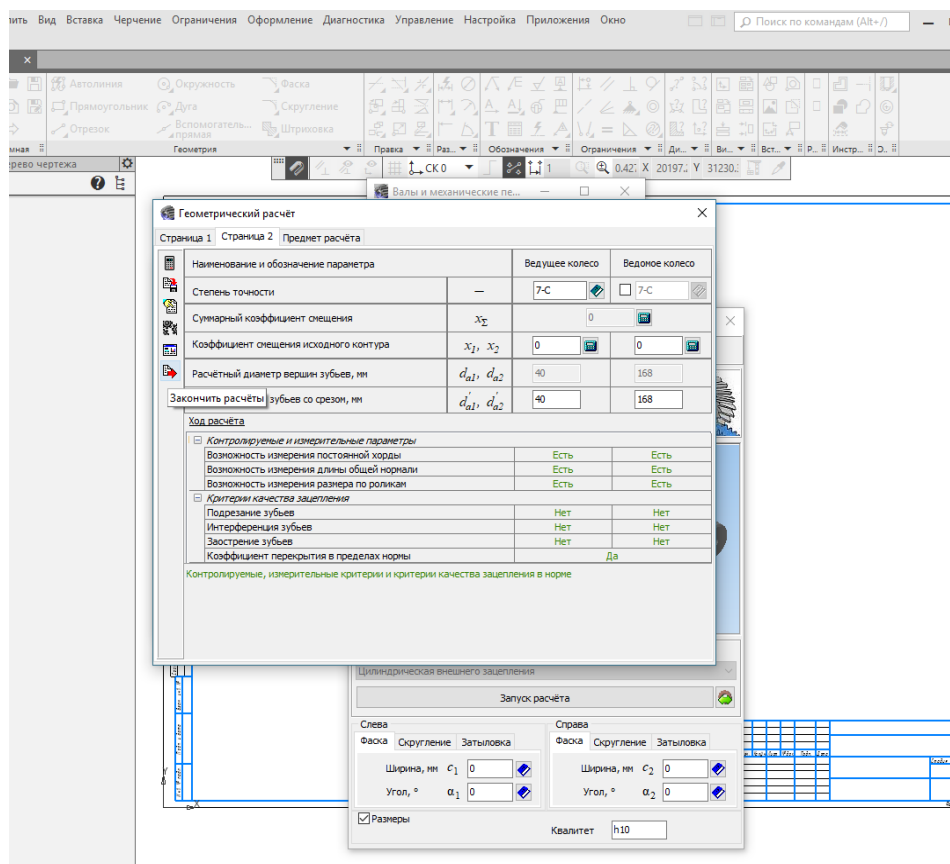


Рисунок 6.8 – Закінчення розрахунку

У кінці розрахунків повертаються в головне меню, натиснувши кнопку (тут можна ввести вхідні дані, щоб заново обчислити параметри зубчастого зачеплення, коли отримані результати виявилися недостатньо успішними).

Далі з'являється нове підменю «Выбор объекта построения», у якому можна вказати об'єкт побудови шестірні або колеса (рис. 6.9).

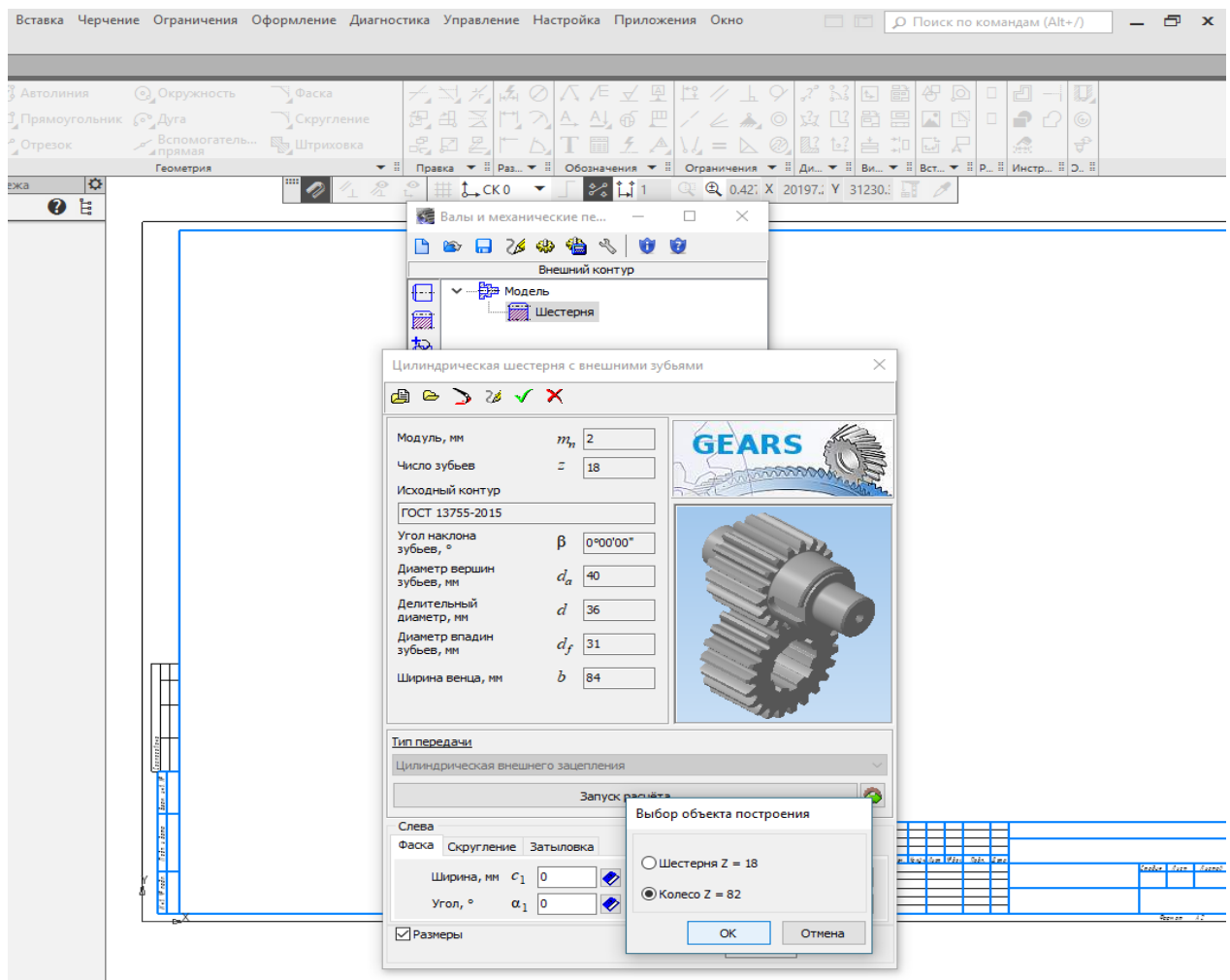


Рисунок 6.9 – Завершення побудови циліндричного колеса

Натиснення кнопки «ОК» робить активним меню «Цилиндрическая шестерня с внешними зубьями», у якому можна відкоригувати деякі параметри, а також увімкнути опцію проставляння розмірів на кресленику. Перед побудовою кресленика натискають кнопку, і вже у відкритому файлі з'являється кресленик шестірні з умовним зображенням зубців, як того вимагає ЄСКД, а у вікні меню

КОМПАС-SHAFT 2D – умовне зображення зубчастого колеса (рис. 6.10).

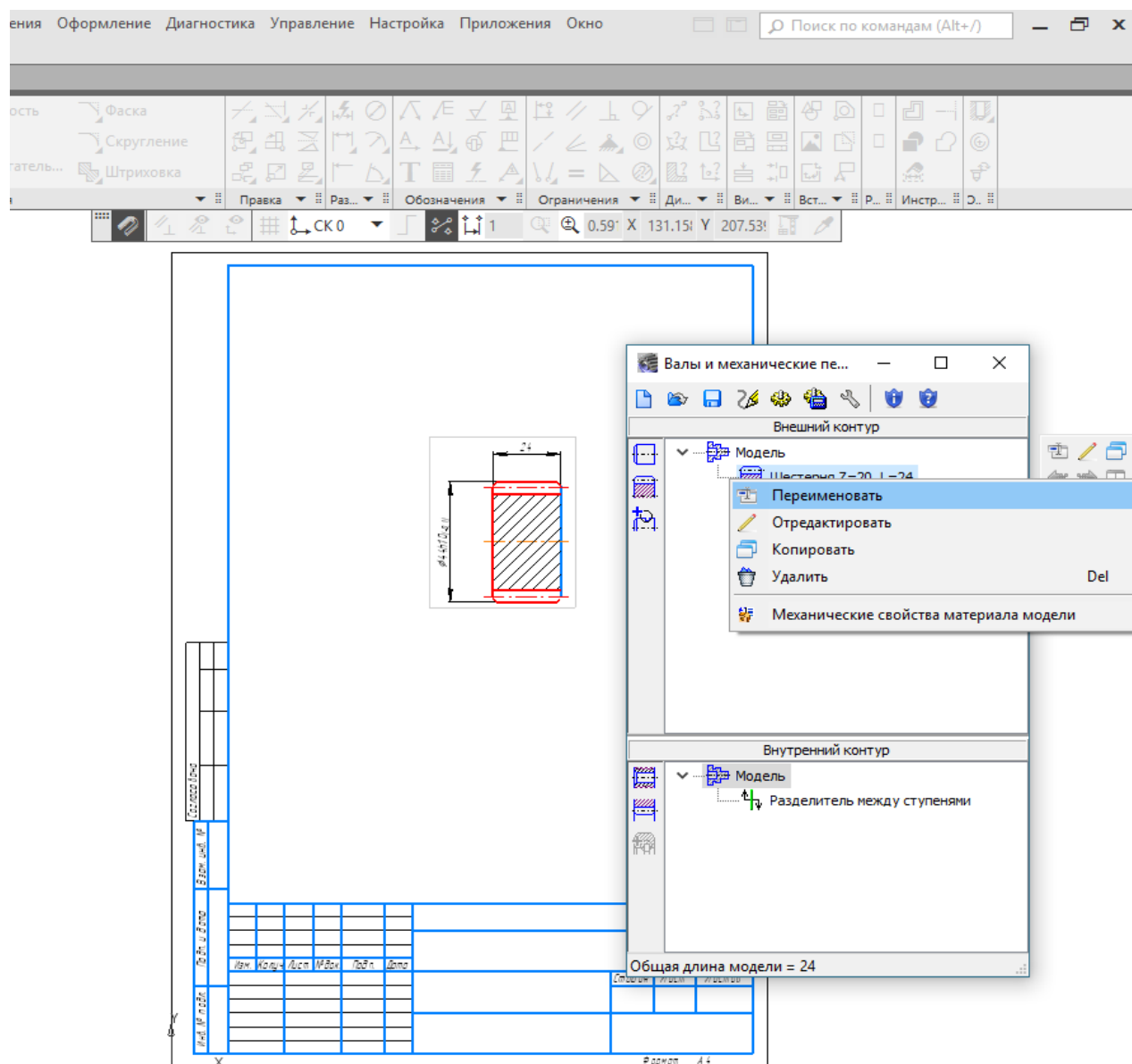


Рисунок 6.10 – Кресленик шестірні

Якщо перемістити на нього курсор і клацнути правою кнопкою миші, то з'явиться контекстне меню можливих маніпуляцій з моделлю, у тому числі й редагування, здійснюване в тому самому порядку, що й описані вище розрахунок і побудова.

Отриманий двовимірний кресленик шестірні можна буде використовувати надалі для створення її робочого кресленика. Аби тепер побудувати тривимірну модель розрахованого вище зубчастого колеса, у меню КОМПАС-

SHAFT 2D треба натиснути на кнопку «Дополнительные построения», а потім вибрати в підменю таку саму кнопку «Генерация твердотельной модели» і в підсумку система побудує в окремому вікні тривимірну модель шестірні, яка в меню «Окно» називатиметься «Деталь без имени 1».

Завершити побудову шестірні можна натисканням кнопки «Сохранить модель и выйти», але перед цим вийти з режиму «Активировать курсор», натиснувши кнопку «Прервать команду» в лівому нижньому куті екрана монітора.

Для побудови зубчастого колеса передачі необхідно повторити всі дії, запроваджені для побудови шестірні. Знову в меню КОМПАС-SHAFT 2D треба натиснути кнопку «Элементы механических передач», вибрати опцію «Шестерня цилиндрической передачи», а вже потім вводити в клітинки розрахунків ті самі значення, що й при розрахунку шестірні (природно, крім матеріалу, з якого її буде виготовлено). Для уникнення помилок належить використовувати надруковані таблиці вихідних даних і результатів обчислень.

Для більш зручної побудови зубчастого колеса можна скористатися функцією збереження останнього розрахунку передачі. Клацнувши двічі на зображенні побудованої шестерні, перейдемо до редагування. На відкритій вкладці натиснути кнопку «Створити нову модель», вибрати з останнього розрахунку колесо і отримати модель колеса (рис. 6.11).

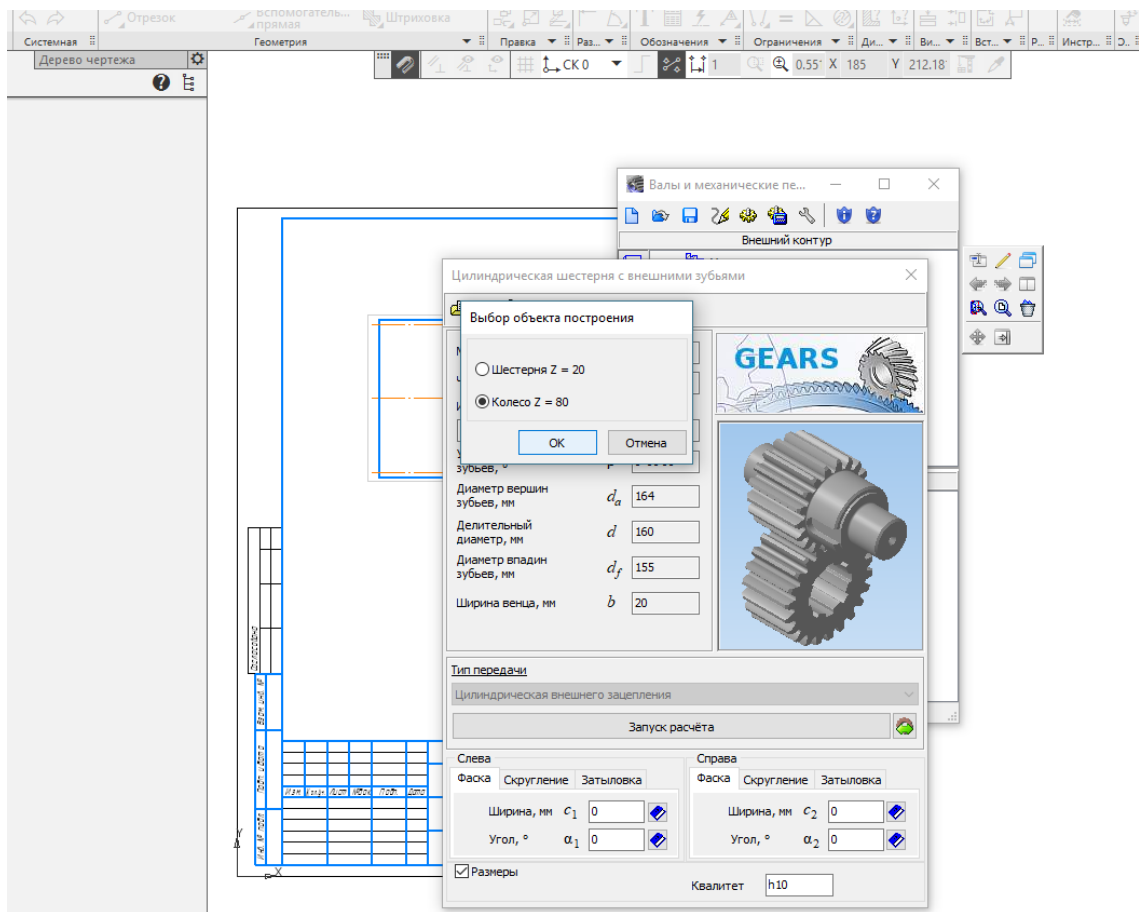


Рисунок 6.11 – Побудова колеса

Виконавши побудову моделі колеса, слід натиснути кнопку «Дополнительные элементы ступеней» і додати до зображення зубчастого колеса за допомогою кнопки «Кольцевые пазы» чи «Кольцевые отверстия» відповідні елементи (для насадження на вал і зменшення ваги колеса) (рис. 6.12), які в разі потреби відредагувати в меню КОМПАС-SHAFT 2D до моменту завершення побудови тривимірної моделі.

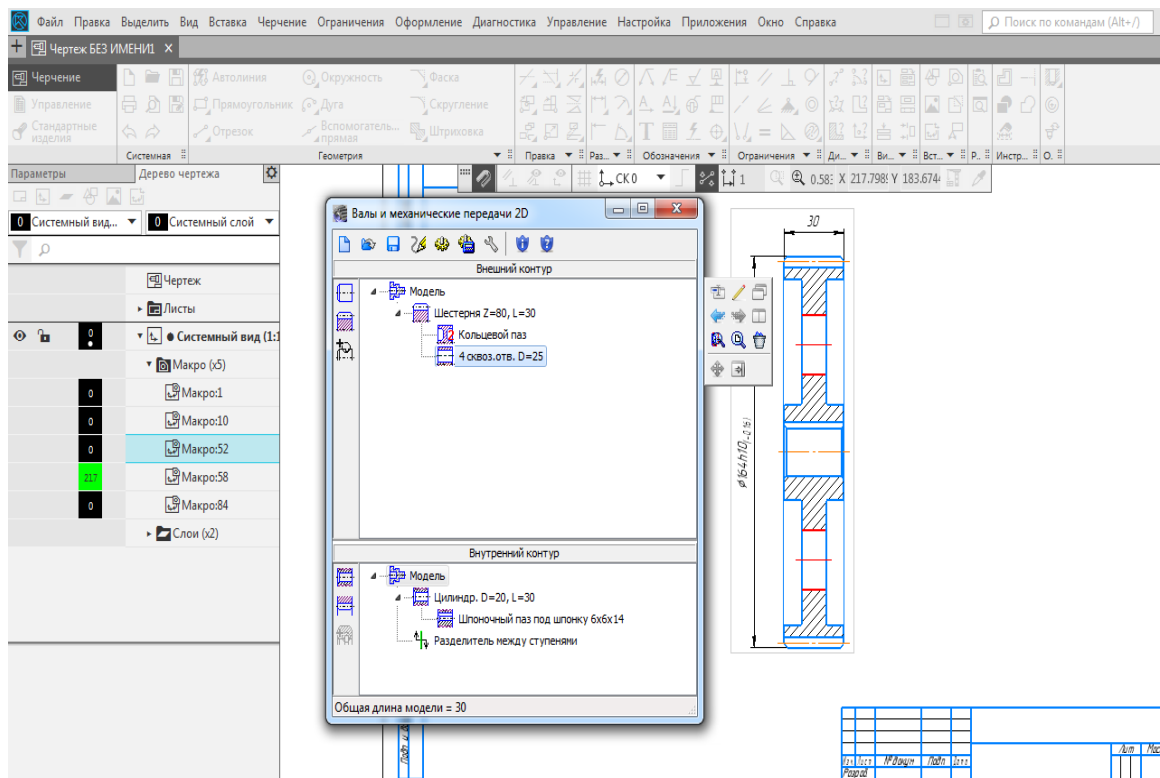


Рисунок 6.12 – Побудова додаткових елементів колеса

Перейшовши до внутрішнього контуру колеса, будують шпоночний паз (рис. 6.13) і створюють виносний елемент (рис. 6.14).

Якщо зображення зубчастого колеса формувалось у файлі типу «Чертеж», то, натиснувши кнопку «Дополнительные элементы ступени», за допомогою кнопки можна побудувати таблицю параметрів зачеплення, яку обов'язково розміщують у правому верхньому кутку робочого кресленика деталі (рис. 6.15) під позначенням невказаної шорсткості.

Там же можна дати «замовлення» на побудову елементів «Профиль зубьев», а також «Полный профиль зубьев», що необхідні при виконанні робочого кресленика зубчастого колеса.

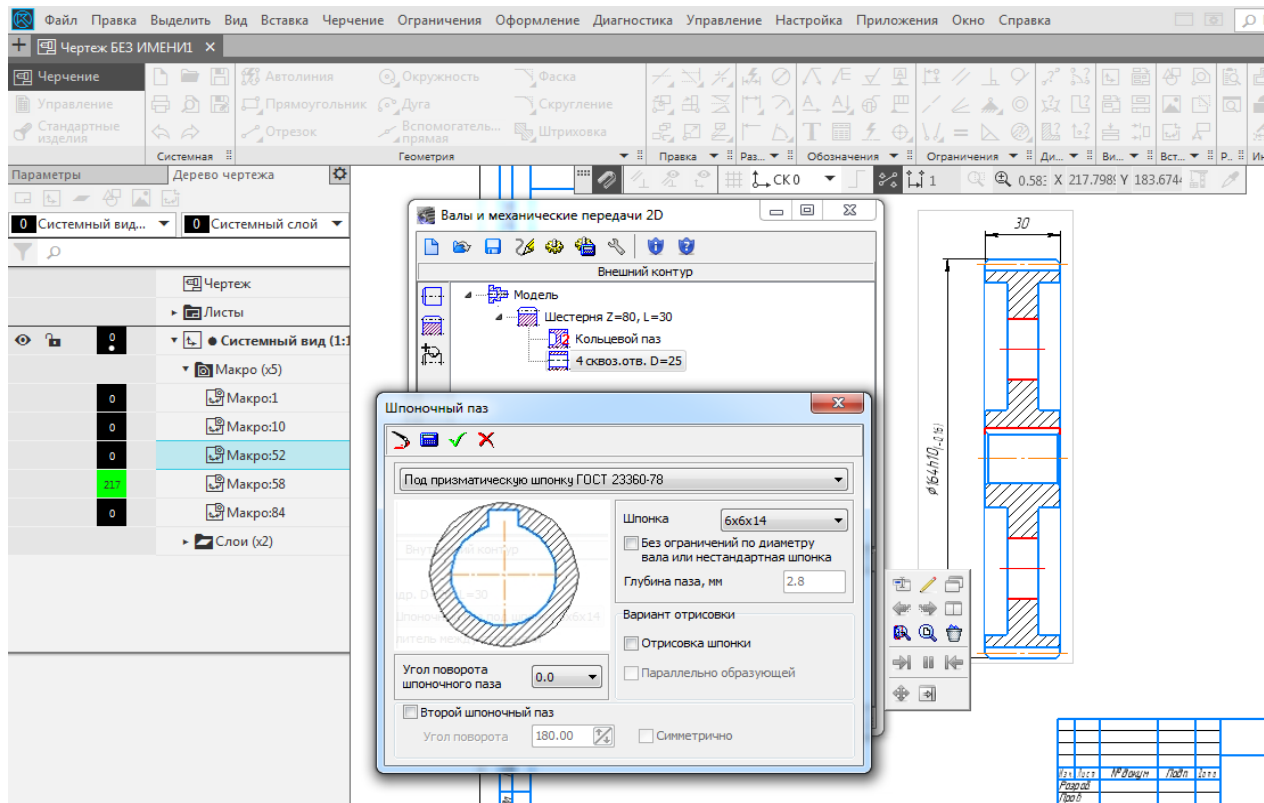


Рисунок 6.13 – Побудова шпоночного паза колеса

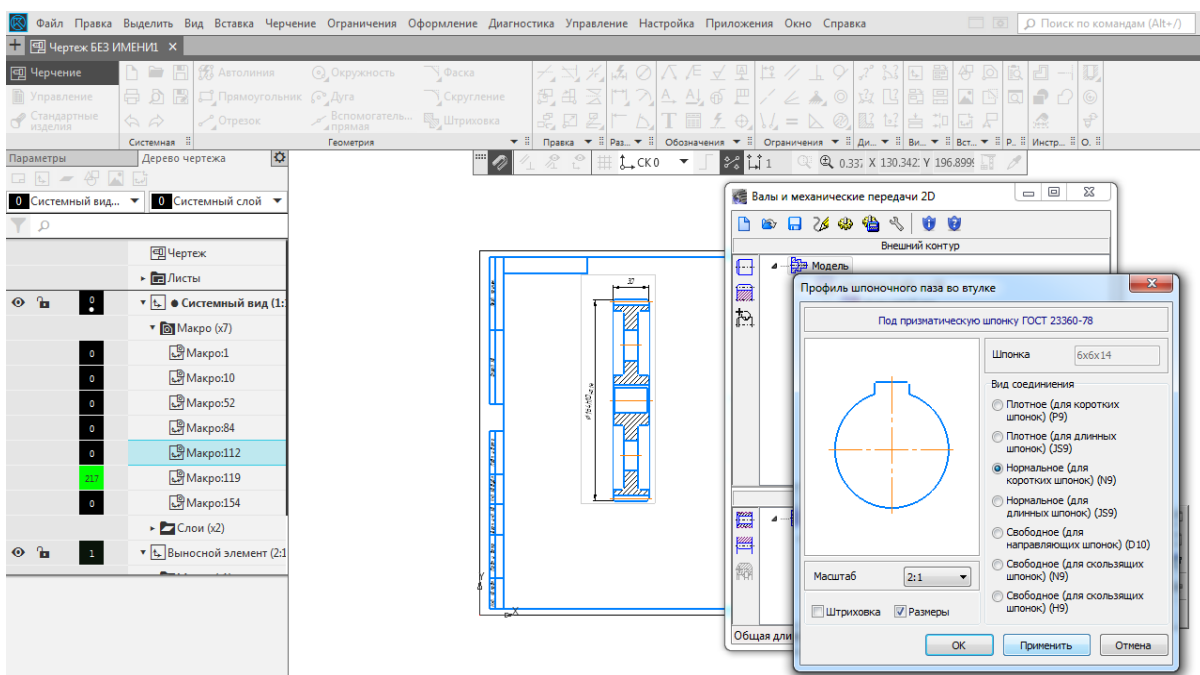


Рисунок 6.14 – Побудова і створення виносного елемента

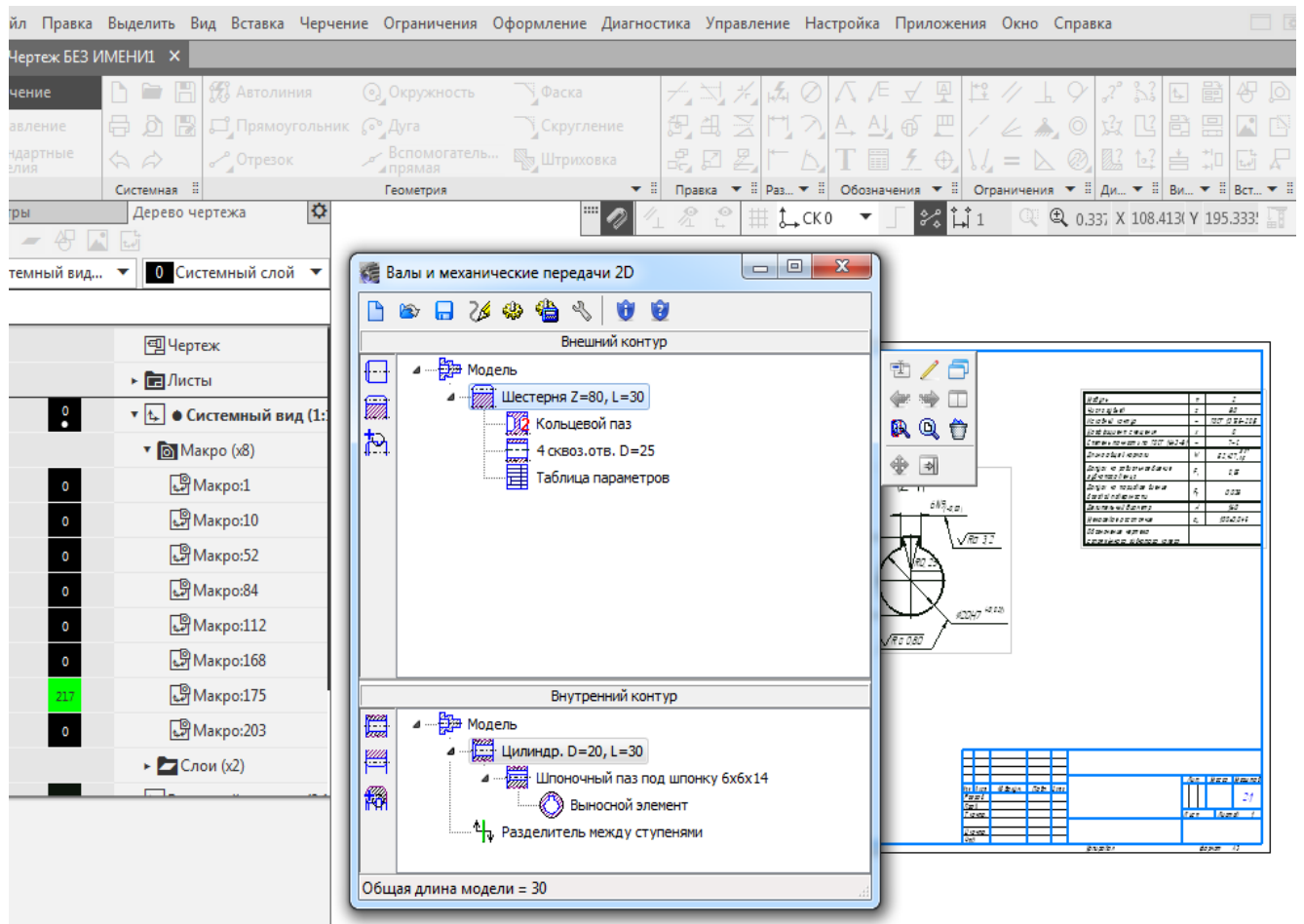


Рисунок 6.15 – Побудова таблиці параметрів зачеплення

Для побудови тривимірної моделі циліндричного зубчастого колеса треба натиснути кнопку «Генерация твердотельной модели» (рис. 6.16) і дочекатися побудування самої моделі колеса (рис. 6.17).

Таким чином, отримано роздруковану на папері таблицю з вхідними даними та результатами розрахунку зубчастої передачі, яку підшивають у пояснювальну записку до курсового проекту. Результати всіх комп'ютерних розрахунків мають бути теж віддруковані на папері й підшиті у відповідний розділ пояснювальної записки.

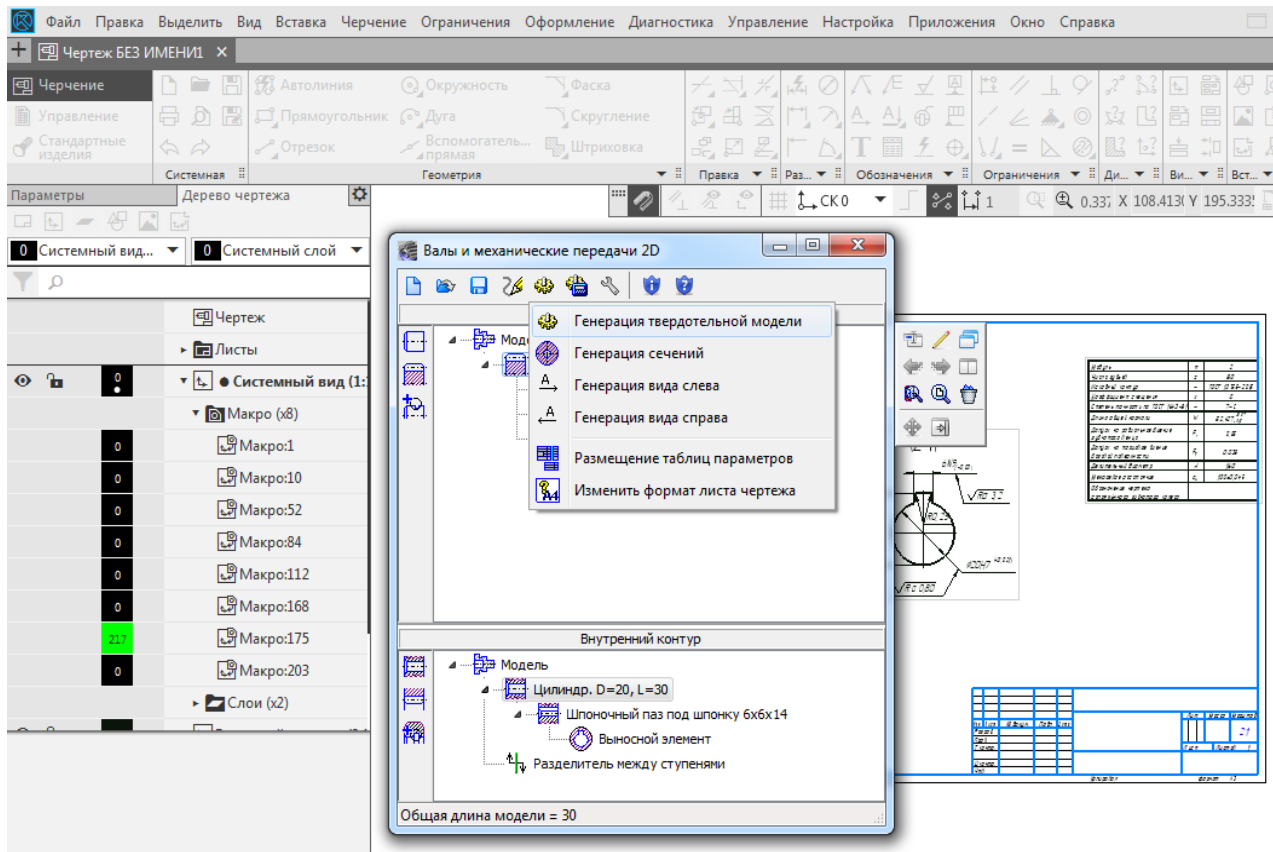


Рисунок 6.16 – Побудова тривимірної моделі циліндричного зубчастого колеса

Матеріали, з яких виготовлятимуться зубчасті колеса, потрібно залишити ті самі, що закладалися у підрозд. 3.1. Натиснення кнопки у графі «2. Матеріал зубчатих колес» відкриває меню зі скороченим переліком властивостей матеріалів. Для отримання детального переліку зазначених властивостей треба натиснути кнопку «Вывести отчет о материале» (деякі значення можуть відрізнятися від прийнятих раніше під час розрахунку зубчастої передачі в підрозд. 3), але на це можна не зважати. Якщо визначеної марки сталі (або іншого матеріалу) немає в пропонованому програмою переліку, то в графі «2. Матеріал зубчатих колес» позначають потрібну марку, а в графі 3 й 4 вручну вводять її допустимі параметри напруження на контакт і вигин, узяті з інших джерел.

Відкривши через деякий час файл кресленика або фрагмент, у якому за допомогою меню КОМПАС-SHAFT 2D були побудовані зображення зубчастих коліс, його можна

знову активізувати для редагування, двічі клацнувши лівою клавішею миші в місці будь-якої основної лінії зображення деталі.

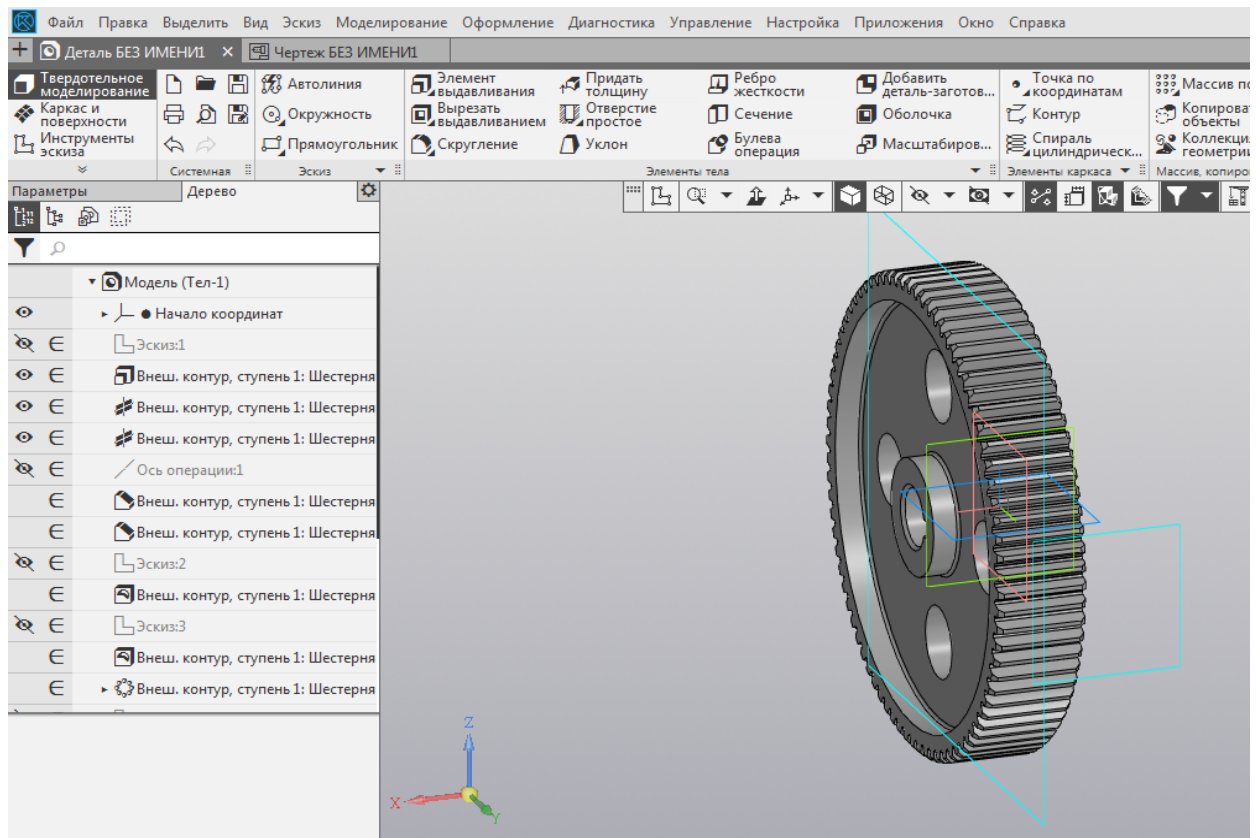


Рисунок 6.17 – Тривимірна модель циліндричного зубчастого колеса

Коли в передачі використано шевронні колеса, то спочатку слід побудувати половину зубчастого колеса (як косозубого циліндричного), а потім приєднати до нього побудову другої половини, скориставшись операцією «Зеркально отразить тело». Звичайно, у разі застосування коліс, нарізаних черв'ячною фрезою, перед дзеркальною побудовою необхідно додати до одного з торців уже завершеного зображення півкоlesa половину канавки для виходу фрези (проміжної циліндричної ступені, що відокремлює півшеvronи колеса). Величину канавки для виходу фрези при нарізуванні шевронних коліс належить брати з літератури [20, т. 1, с. 492].

Для закріплення зубчастих коліс на валах найчастіше використовують шпонкові з'єднання. З метою побудови

шпонкових пазів на тривимірних моделях зубчастих коліс відкривають бібліотеку КОМПАС-SHAFT 3D і вибирають, наприклад, рядок «Шпоночный паз под призматическую шпонку». Далі, керуючись підказками системи, вибирають циліндричну поверхню, на якій буде побудовано шпонковий паз, при цьому або погоджуються із запропонованим програмою варіантом шпонкового паза, або корегують його. Потім вказують на грань (найближчу до паза) і натискають кнопку «ОК». Далі програма сама побудує шпонковий паз, а тип застосованої шпонки повинен вибрати конструктор.

Клітинки панелі властивостей потрібно заповнити як на стадії побудови тривимірної моделі деталі, так і згодом при її редагуванні. Для цього потрібно навести курсор у дереві побудови моделей на його верхній рядок і натиснути праву кнопку миші. Як тільки з'явиться підменю, у ньому слід вибрати рядок «Свойства модели» і натиснути ліву кнопку миші. Наступна операція – поява у нижній частині екрана монітора панелі «Свойства», у якій вибирають матеріал для виготовлення деталі (рис. 6.18). Неодмінно заповнюють клітинку «Наименование», присвоївши деталі ім'я з одного – двох слів (краще однакове з іменем файлу). Якщо можливо, то на цій стадії заповнюють клітинку «Обозначение», але перед випуском креслеників на друк ці дані треба перевірити, чи відповідають вони специфікації складальної одиниці, до якої входить деталь.

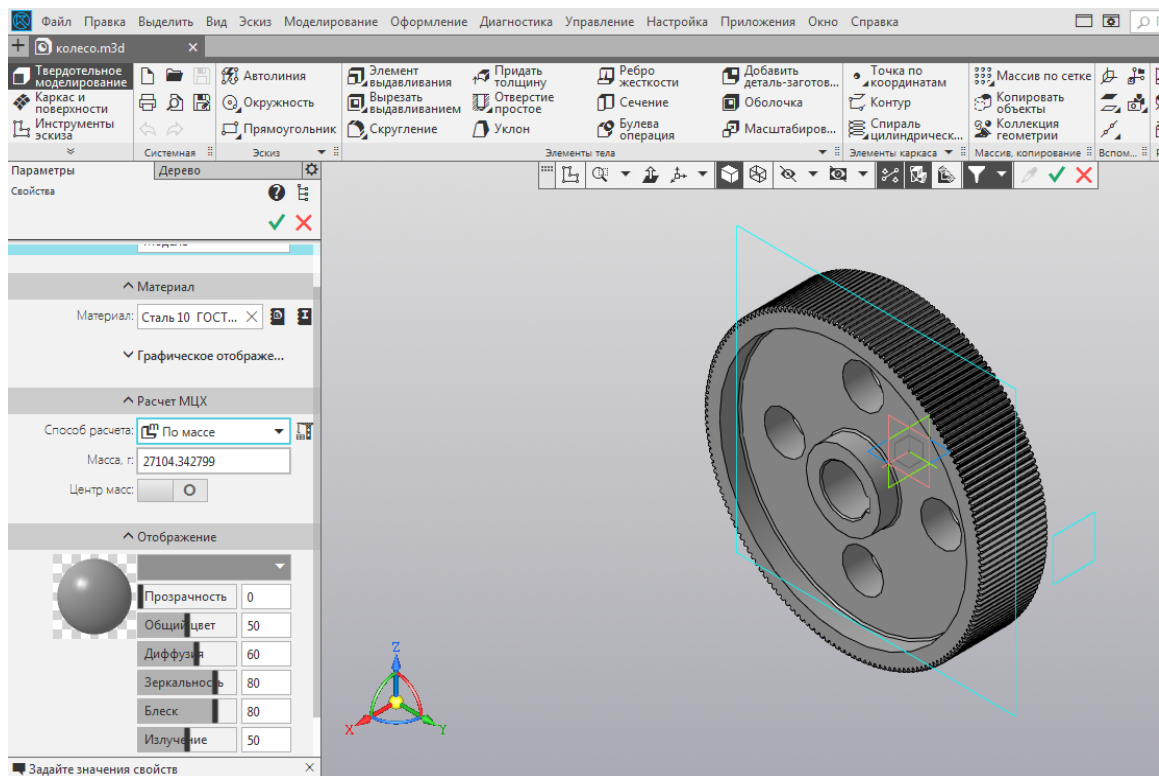
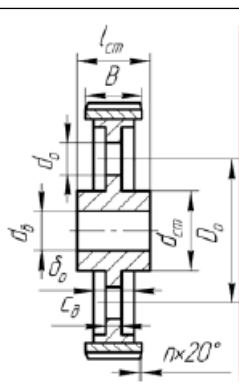


Рисунок 6.18 – Визначення властивостей 3D-моделі

Під час побудови моделей циліндричних зубчастих коліс треба дотримуватися рекомендацій щодо визначення геометричних розмірів їх основних елементів, які наведено в таблиці 6.1.

Шестірні зазвичай роблять ширшими від коліс на величину від 2 до 5 мм для компенсації можливих неточностей при складанні та регулюванні зачеплення й підшипників. Якщо відстань між западиною зубця шестірні та шпонковим пазом менша від $2,5m$, то шестірню роблять як частину вала і така деталь зветься валом-шестернею.

Таблиця 6.1 – Геометричні розміри основних елементів зубчастих коліс

Назва елемента	Розмір, мм	Ескіз
Діаметр маточини	$d_{\text{м}} \geq d_{\text{в}}^*$	
Довжина маточини	$l_{\text{м}} = (1,6...1,5)d_{\text{в}}$, але не менше ширини вінця B	
Товщина обода	$\delta_o = (2,5...4,0)m_n^{**}$	
Товщина диска	$c_o = (0,2...0,3)B$	
Діаметр отворів у диску	$d_o = \frac{d_a^{***} - d_{\text{м}}}{5}$	
Діаметр кола центрів у диску	$D_o = 0,5(d_o + d_{\text{м}})$	
Фаски на зовнішньому діаметрі вінця d_a , кут фаски 20°	$n = (0,5...0,7)m_n$ з округленням до стандартного значення	
<p>*$d_{\text{в}}$ – діаметр вала; **m_n – модуль нормальний; *** d_a – діаметр кола виступів зубців.</p>		

6.2 Побудова 3D-моделі зубчастого зачеплення

Завершивши моделювання зубчастих коліс, здійснюють перевірку побудову тривимірної моделі зубчастого зачеплення для циліндричної пари, як це показано на рис. 6.19. Для цього створюють у програмі КОМПАС файл формату «Сборка», який краще відразу ж зберегти, присвоївши йому ім'я, приміром, «Зубчатая пара». Створення цієї складальної одиниці починають виконанням операції «Добавить из файла» на панелі інструментів «Редактирование сборки». Після натиснення лівою клавішею миші на відповідну кнопку відкривається підменю «Выберите модель», що дає можливість скористуватись або одним із відкритих у даний момент вікон програми, або ж її файлом.

Потім на екрані монітора з'являється фантом тривимірної моделі першої деталі (наприклад, Колесо m4 z84), яку вставляють у складальну одиницю. Зазвичай (а в нашому випадку обов'язково) курсор наводять на початок координат і натискають на ліву кнопку миші (це згодом дає можливість прив'язуватися до основних площин та осей файлу при накладанні спряжень, а також будуючи інші деталі складальної одиниці). Таким чином, зображення фіксується і його можна разом з системою координат переміщувати на екрані, обертати, розрізати і тощо всіма доступними засобами програми КОМПАС.

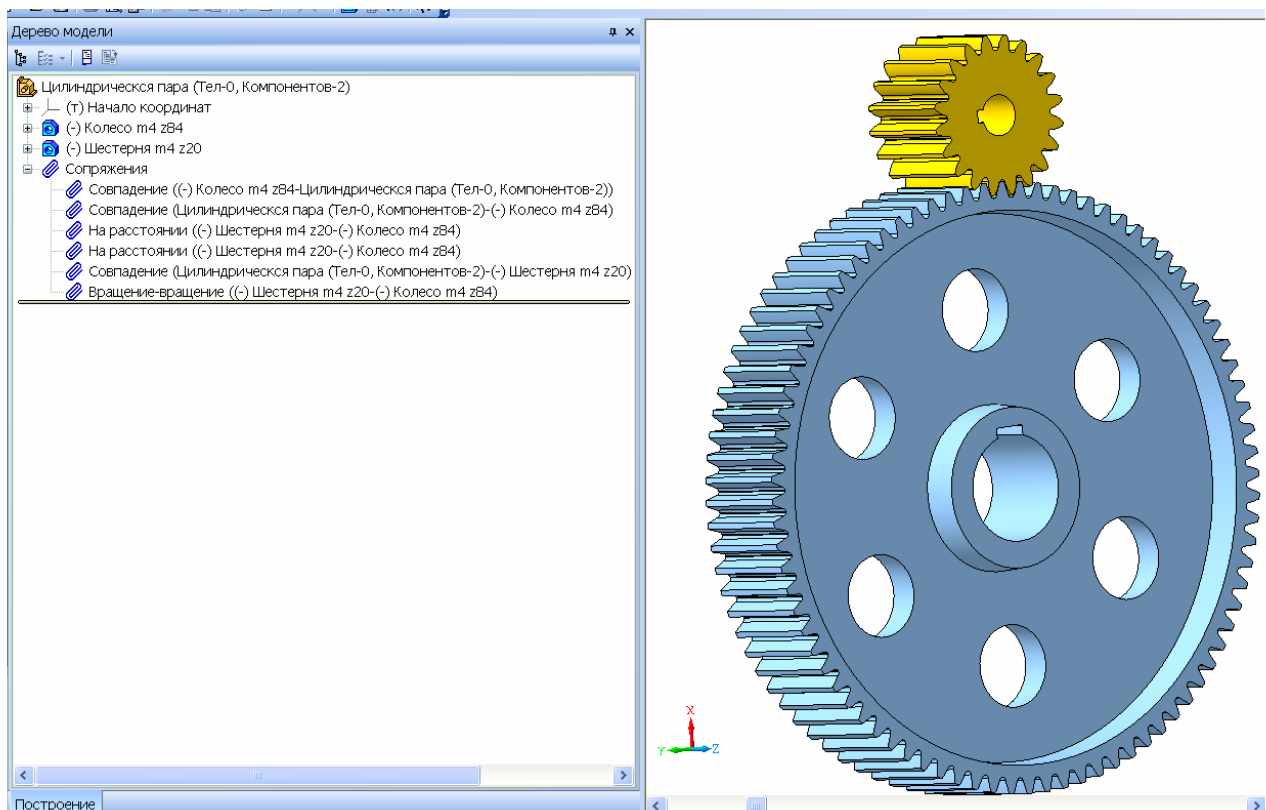


Рисунок 6.19 – Побудова 3D-моделі зубчастого зачеплення

Перша введена у файл складальної одиниці деталь завжди фіксується. При цьому перед її ім'ям у вікні «Дерево построения» з'являється напис (ф), а він позначає стан деталі в складанні (прив'язана до початку координат файлу спряженнями або зафіксована без цього). Щоб перша деталь, як і всі наступні, могла обертатися навколо власної осі,

потрібно вимкнути її фіксацію, виділивши деталь у дереві побудови і вибравши в контекстному меню рядок «Отключить фиксацию», тоді перед ім'ям першої деталі в дереві побудови з'явиться напис (–). Потім за допомогою тієї самої команди «Добавить из файла» поряд з першою розміщують наступну деталь складання, але вона, як і перша, ще не зафіксована і може переміщуватись щодо першої деталі за допомогою команд «Переместить компонент» і «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки». Саме ці команди виконують розміщення другої деталі в найбільш близьке до потрібного положення.

Щоб фіксувати або розташовувати деталі, зберігаючи можливість необхідних переміщень (у даному випадку обертання) відносно початку координат файлу або першої деталі, використовують операції, передбачені в інструментальній панелі «Сопряжения». Якщо моделюють пару зубчастих коліс, що мають перебувати в зачепленні, то виконують описані нижче дії.

При цьому враховують, що зображення першої деталі взагалі-то може вільно переміщатися у файлі, але його краще прив'язати до початку координат. З цією метою накладають перше спряження об'єктів «Совпадение объектов», тобто суміщають вісь обертання колеса (перша деталь) з однією з основних осей системи (краще з тією, з якою вісь колеса збігається візуально). Потім накладають збіг площини колеса з відповідною площиною системи координат. Отже, тепер зображення зафіксоване від переміщень, але може обертатися навколо осі. Третє спряження розміщує площину бічної поверхні другої деталі (шестірні) на певній відстані відносно площини колеса (оскільки звичайно шестірня ширша від колеса) за допомогою команди «На расстоянии». Четвертим спряженням встановлюють вісь обертання шестірні на міжосьову відстань відносно осі обертання колеса (цей параметр обчислювали раніше). Таким чином, зображення шестірні буде позбавленим переміщень, але може обертатися навколо колеса без перекочування. Щоб цього уникнути, вісь

обертання шестірні суміщають з однією з поперечних площин колеса або головної системи координат (що одне й те саме, оскільки модель колеса вже прив'язана до неї) за допомогою команди «Совпадение объектов».

Залишилося накласти останнє спряження, показане на рис. 6.20, це «Вращение» (відносне) колеса і шестірні. Для цього, скориставшись меню спряження, у вікні «Дерево построения» або на екрані монітора послідовно вибирають зображення шестірні, вісь її обертання, колесо, вісь його обертання, а потім призначають новий напрямок обертання (звичайно другої деталі), протилежний напрямку обертання першої деталі, і вводять у вікно «Соотношение» точне значення передаточного числа (краще вказати числа зубців) – у прикладі це 84 до 20. Далі натисненням на кнопку «Создать объект» запускають утворення нового спряження. Тепер за допомогою команд «Переместить компонент» і «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки» можна обертати одне з двох зображень деталей спряження, при цьому друге буде обертатися відповідно до заданого передаточного числа. При цьому використане спряження «На расстоянии» дозволяє, задаючи і редагуючи спряження, змінювати параметри «Направление» і «Ориентация» другої деталі для виправлення можливих неточностей.

Для спряження конічної пари краще використовувати інший спосіб, згідно з яким зображення конічного колеса прив'язують точкою вершини конуса на початку координат файлу, який містить складальну одиницю. Потім, як було описано вище, знімають фіксацію з деталі, а далі прив'язують її до початку координат файлу відповідними спряженнями.

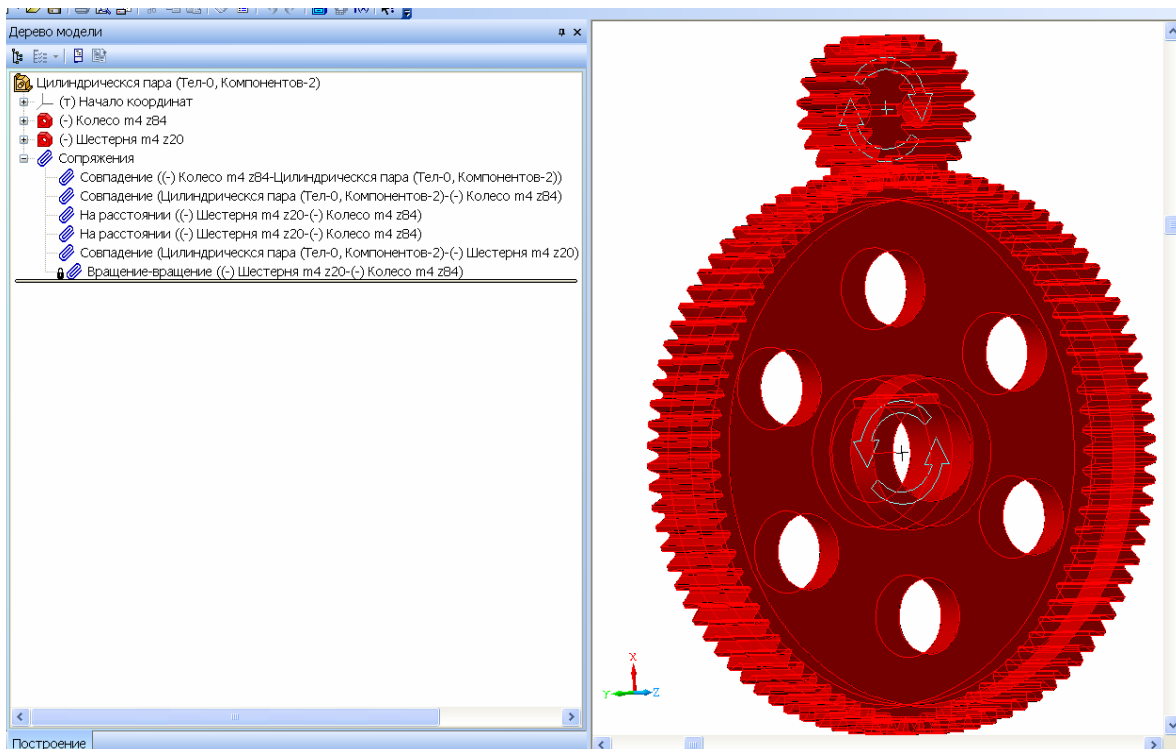


Рисунок 6.20 – Спряжения зубчатого зацепления

Аналогічно будують черв'ячну передачу в складеному вигляді з тією різницею, що осі черв'яка і черв'ячного колеса мають бути перпендикулярні одна одній, а не паралельні.

Для перевірки правильності моделювання зубчатого зацеплення оглядають, чи не наїжджають зубці суміжних коліс один на одного, чи є зазор між головкою зубця одного колеса і западиною іншого. Корисно розітнути складальну одиницю операцією «Сечение поверхностью» по одній з відповідних площин. Після закінчення перегляду вказану операцію виключають з розрахунку, для чого наводять курсор на відповідний рядок у вікні «Дерево построения», натискають праву кнопку мишки і вибирають у контекстному меню рядок «Исключить из расчета». Зрозуміло, що в будь-який момент цю операцію можна знову зробити активною, виконавши ті самі дії, але тепер уже вибравши рядок «Включить в расчет». Якщо, все ж таки, зубці не входять у зацеплення, то складальну одиницю потрібно перебудувати, змінивши положення сполучуваних площин (звичайно для цього другу деталь прокручують на 90°).

У зображеннях зубчастих коліс, побудованих засобами бібліотеки КОМПАС-SHAFT 3D, перейшовши в режим редагування макрокоманди «Шестерня цилиндрическая с внешними зубьями» у вікні «Дерево построения» на закладці «Позиционирование», можна змінити кут і напрямок побудови першого зубця, а значить і всіх зубців колеса відносно початку координат. Тільки тоді зубчасте зачеплення буде правильним.

Описані вище побудови виконують тільки з перевіркою метою. На етапі створення тривимірної моделі редуктора в складеному вигляді слід з'єднувати дрібні складальні одиниці, зокрема вали із зубчастими колесами, підшипниками, шпонками і т.і., що стає можливим після створення їх тривимірних моделей.

6.3 Побудова 3D-моделей корпусних деталей

Перший із згаданих вище напрямів моделювання полягає в тому, що в тільки-но створеному файлі «Детали» спочатку будують фланець поверхні з'єднання, використовуючи його ескіз. При цьому спершу подають команду «Операция выдавливания: Фланец» (рис. 6.21). Потім на одній з поверхонь створюють новий «Эскиз», де проєціюють замкнену лінію внутрішнього контуру й будують нову паралельну їй замкнену лінію, відступивши від першої на величину товщини стінки. Ескіз закривають і «витягують» стінки на потрібну висоту за допомогою операції «Выдавливание», наприклад, це буде глибина масляної ванни корпусу.

Після цього на торцевій поверхні утворених стінок створюють ще один ескіз, наприклад, днища корпусу редуктора. До того ж потрібно будувати лапи, за допомогою яких редуктор буде прикріплюватись до основи або рами машини (з цією метою прямокутник ескізу днища роблять ширшим, а може й довшим), а далі слід «витягти» днище на потрібну висоту. Отже, сформувався порожнистий паралелепіпед з прямими кутами, за допомогою відповідної

операції їх закругляють, зазначивши потрібний радіус закруглення, яке рекомендовано починати зсередини (рис. 6.21).

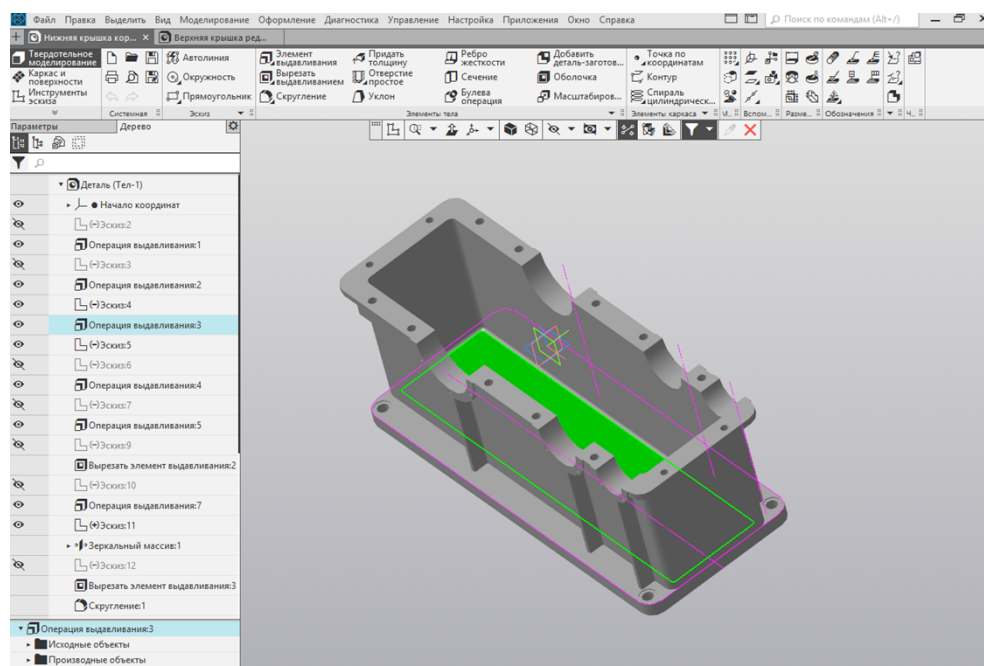


Рисунок 6.21 – Побудова корпусу редуктора

Аналогічно будують кришку редуктора, використовуючи відповідні ескизи (рис. 6.22).

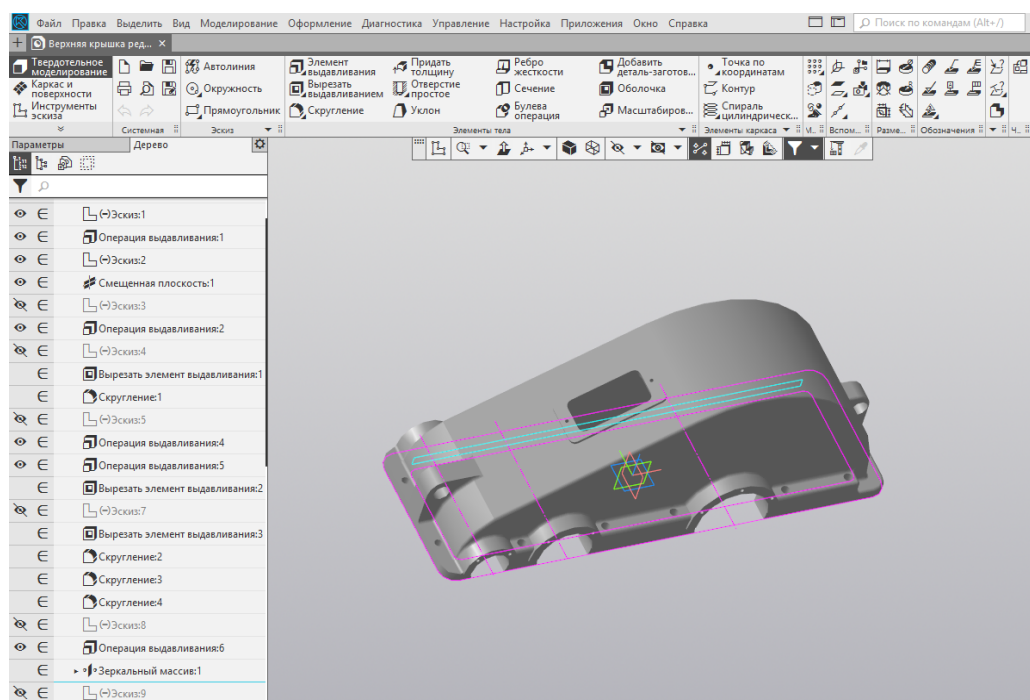


Рисунок 6.22 – Побудова кришки редуктора

Потім створюють новий файл «Сборка» в програмі КОМПАС 3D, який називають, наприклад, «Редуктор». Цей

файл і буде головним, бо містить тривимірну модель проектного редуктора. Його використовують для доопрацювання деяких деталей за допомогою операції «На месте» і для створення нових деталей та дрібніших складальних одиниць, які формують цілісну модель редуктора. Першою в нього вводять уже створену складальну одиницю «Зубчаста передача» (підрозд. 6.2), яку прив'язують до початку координат.

Потім у файл додають тільки що створену заготовку моделі корпусної деталі та прив'язують її у трьох площинах до початку координат. Якщо ескіз фланця поверхні рознімного з'єднання був побудований правильно, то фланець корпусної деталі має збігтися з його зображенням у допоміжному ескізі складальної одиниці зубчастої передачі (рис. 6.23), який можна оглянути, скориставшись командами редагування. Якщо ж збігу не вийшло, то слід перередагувати спряження прив'язки корпусної деталі до зубчастої передачі або виправити побудову тривимірної моделі корпусної деталі.

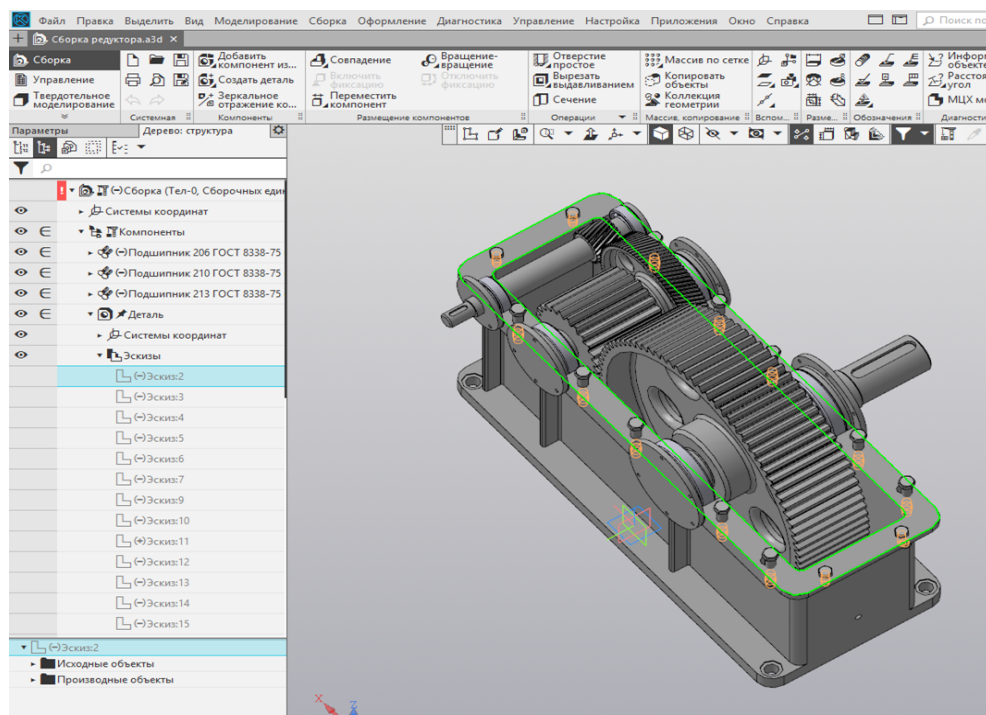


Рисунок 6.23 – Прив'язка моделі корпусної деталі до початку координат

Далі в дереві побудови виділяють корпусну деталь і переходять у режим «Редактирование на месте». На бічній поверхні однієї із стінок створюють «Эскиз», у якому за допомогою операції «Спроецировать объект» проєціюють зовнішні кола кілець підшипників (обох валів для циліндричного редуктора і одного вала – для конічного та черв'ячного), як це показано на рис. 6.24.

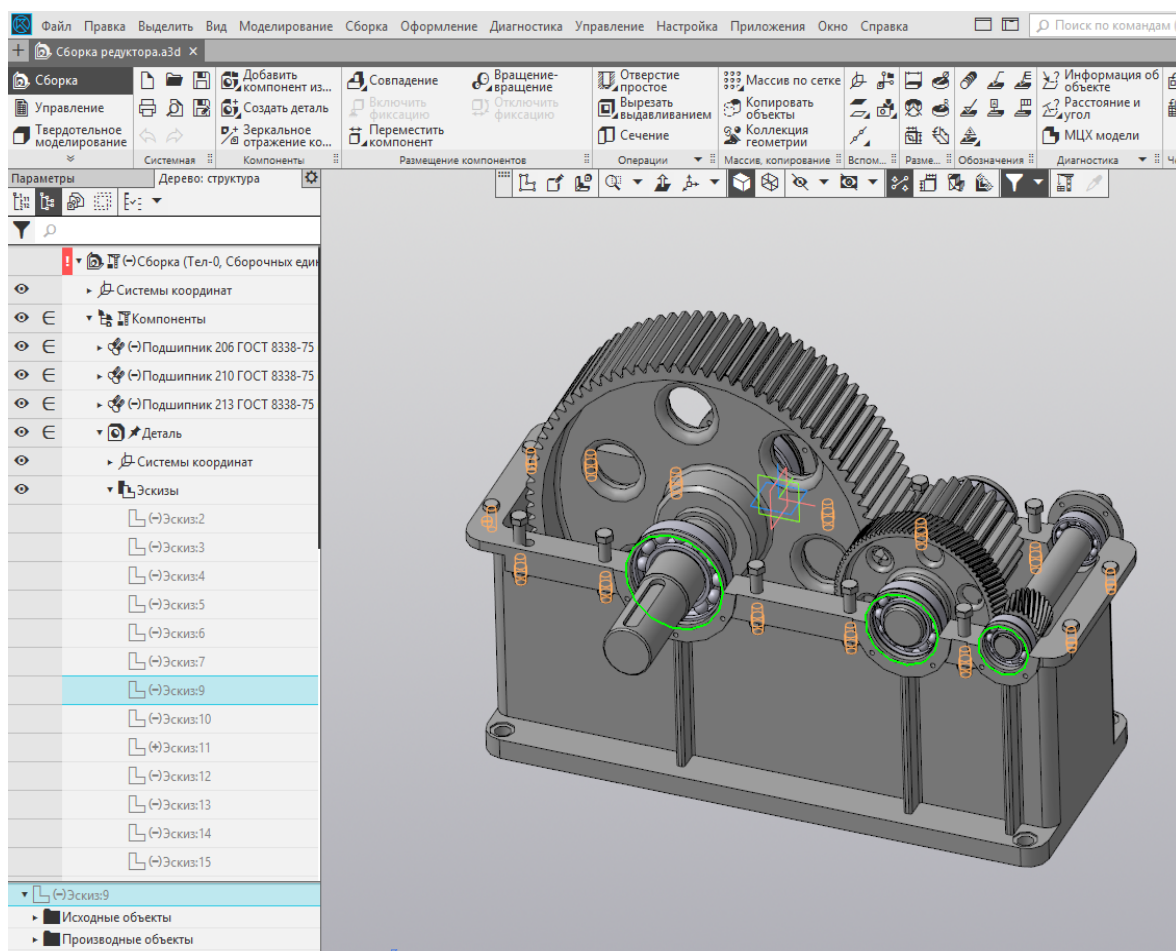


Рисунок 6.24 – Проеціювання зовнішніх кіл кілець підшипників

Виділяти в даному випадку потрібно поверхні закруглень найбільших діаметрів зовнішніх кілець (при цьому з'являться по два кола на кожному підшипнику), а потім внутрішніх кіл позбуваються. Із центрів отриманих кіл проводять інші кола більшого діаметра, щоб утворити тіло бобишок для встановлення підшипників у корпусі редуктора. Через початок координат і проєкції осей валів проводять допоміжну пряму, яка ділить отримані кола навпіл. Зайві для побудови половини кіл вилючають за допомогою операції «Усечь

кривую» на панелі інструментів «Редактирование». Протилежні кінці півкіл з'єднують відрізками основної прямої. Ескіз закривають і за допомогою функції «Операция выдавливания» формують зображення бобишок таким чином, щоб вони виступали за фланець поверхні рознімання на кілька міліметрів, як це видно на рис. 6.25.

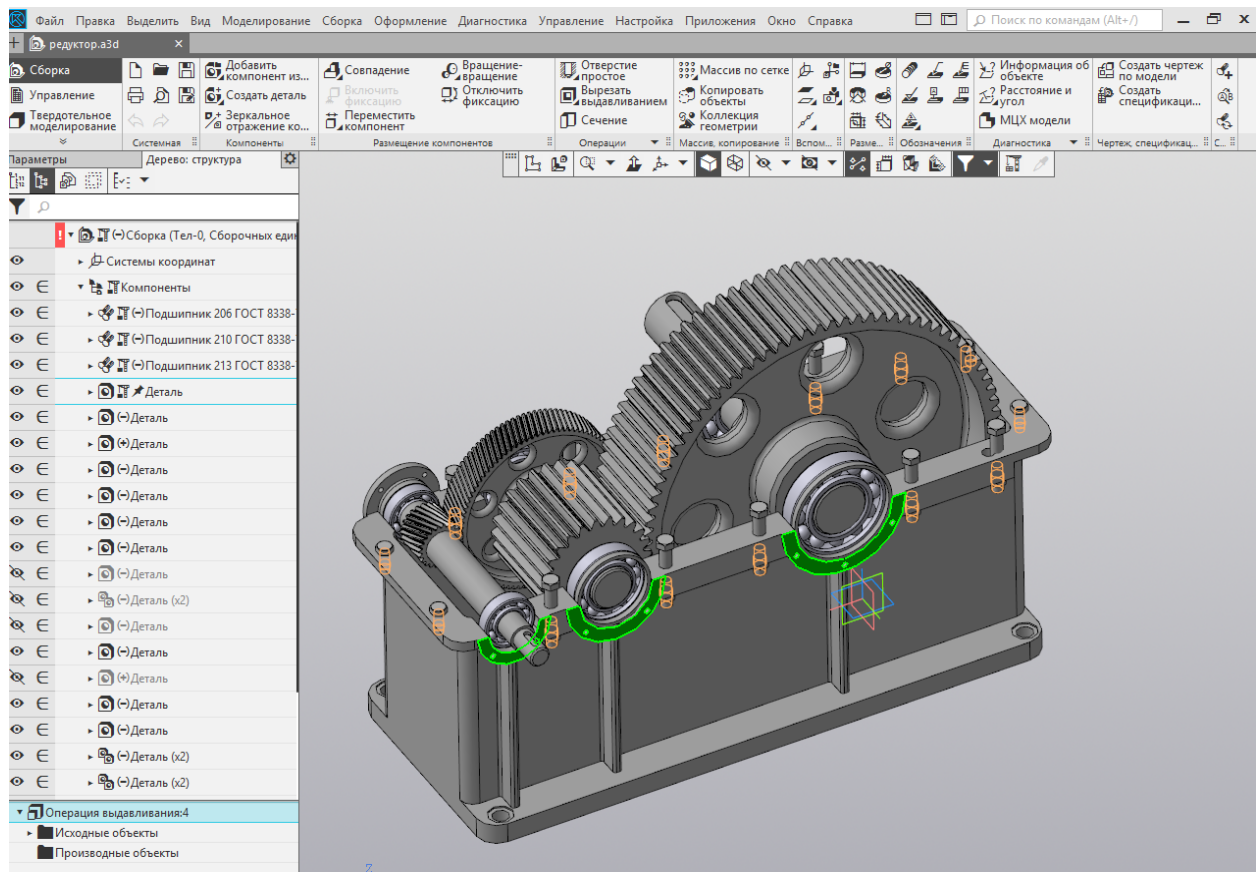


Рисунок 6.25 – Формування зображення бобишок

Аналогічно будують решту бобишок на корпусній деталі. Для вилучення непотрібного матеріалу в місці встановлення підшипників на стінках редуктора в цьому місці виділяють площину і будують на ній ескіз, у якому операцією «Спроецировать объект» роблять проекцію внутрішні півкола, а потім їх з'єднують відрізком основної прямої. Ескіз закривають і за допомогою операції «Вырезать выдавливанием» вилучають зайвий матеріал.

Подібним способом, вводячи в дію операцію «На месте», можна також прибудувати до корпусної деталі інші елементи її конструкції, наприклад, оглядовий отвір, за допомогою

якого контролюють зубчасте зачеплення при виготовленні та експлуатації редуктора.

Моделюючи складніші корпусні деталі, наприклад, відлиті корпуси черв'ячних редукторів із зменшеними встановлювальними розмірами, доцільно будувати стінки корпусу за допомогою команди «Кинематическая операция» (рис. 6.26). Підійде також команда «Операция по сечениям», яку на рисунку підсвічено.

Після цього виходять з режиму «Редактирование на месте», файл складальної одиниці зберігають і подальша робота над тривимірною моделлю стає можливою безпосередньо у файлі, що містить деталь цієї моделі.

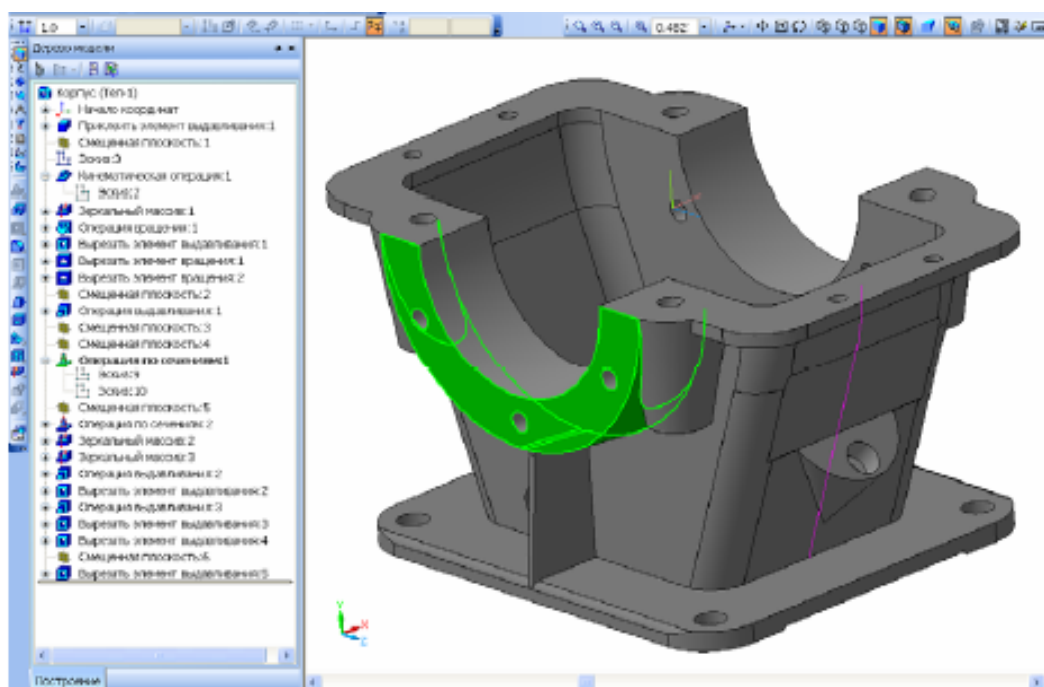


Рисунок 6.26 – Побудова стінки корпусу

На корпусі і кришці редуктора добудовують зображення приливка мастилопоказчика, зливного отвору, гаків і транспортувальних рим-болтів, а також отворів у лапах з цеківками або зенківками для упору кріпильних шайб і гайок, за допомогою яких встановлюють редуктор. Обов'язково створюють зображення нарізі в отворах на торцях бобишок для кріплення кришок підшипникових вузлів. Отвори будують також на фланцях корпусу, щоб скріпити їх з кришками. На фланці неодмінно мають бути два діагональні

отвори для встановлення конусних (рекомендовано) або циліндричних штифтів, що забезпечує точне з'єднання двох корпусних деталей. Обов'язково роблять оглядовий отвір, за допомогою якого контролюють зубчасте зачеплення при виготовленні та експлуатації редуктора.

Дуже важливо пам'ятати, що засоби побудови складальних одиниць у програмі КОМПАС дають можливість здійснювати всі описані вище операції, але вони не стосуватимуться конкретної деталі і їх не буде згодом видно на кресленику. За таких умов потрібно або переходити в режим редагування деталі на місці, або редагувати її в окремому вікні.

Усілякі отвори можна також будувати за допомогою засобів бібліотеки стандартних виробів, але найпростіший для розуміння спосіб показано на рис. 6.27. На поверхні (площині), де має бути отвір, створюють ескіз і в потрібному місці зображують цей отвір. Якщо він буде нарізним, то слід заздалегідь у довіднику конструктора [8, т. 1, с. 514] визначити його діаметр залежно від типу, діаметра і кроку нарізі.

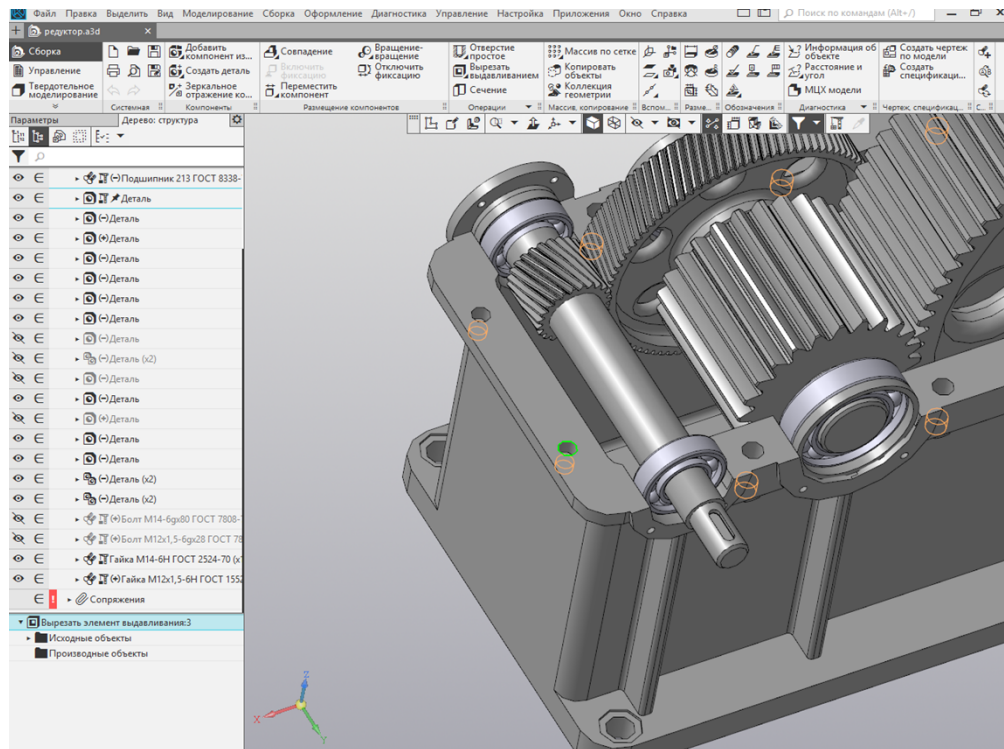


Рисунок 6.27 – Побудова отворів

Побудований ескіз закривають і вирізають видавлюванням циліндричний або конічний (для конічної нарізі) отвір потрібної глибини. Якщо отвір глухий (не наскрізний), то на його дні будують новий ескіз і за допомогою операції «Спроецировать объект» створюють коло того самого діаметра, що й дно. Потім, використовуючи цей ескіз, вирізають конусний отвір, натиснувши кнопку «Уклон внутрь» (кнопку підсвічено), задають кут ухилу 60° , а глибину видавлювання встановлюють командою «До ближайшей поверхности». Виконання побудови забезпечують, натиснувши кнопку «Создать операцию».

Зображення всіх відлитих корпусних деталей треба виконувати з урахуванням технологічних можливостей лиття в опоки – найбільш дешевого способу виробництва чавунного і сталевих литва. У зв'язку з цим конструкція деталі повинна мати ливарні ухили величиною від 1° до 5° , необхідні для гарантованого виймання дерев'яних моделей з піщаної форми (без її руйнування) після ущільнення й твердіння піщаної суміші. Ухил вже побудованому елементу (наприклад, стінці, бобишці) надають за допомогою операції «Уклон». Це показано на рис. 6.28, де ухил внутрішніх поверхонь заданий таким, що дорівнює 1° , а зовнішніх – 3° .

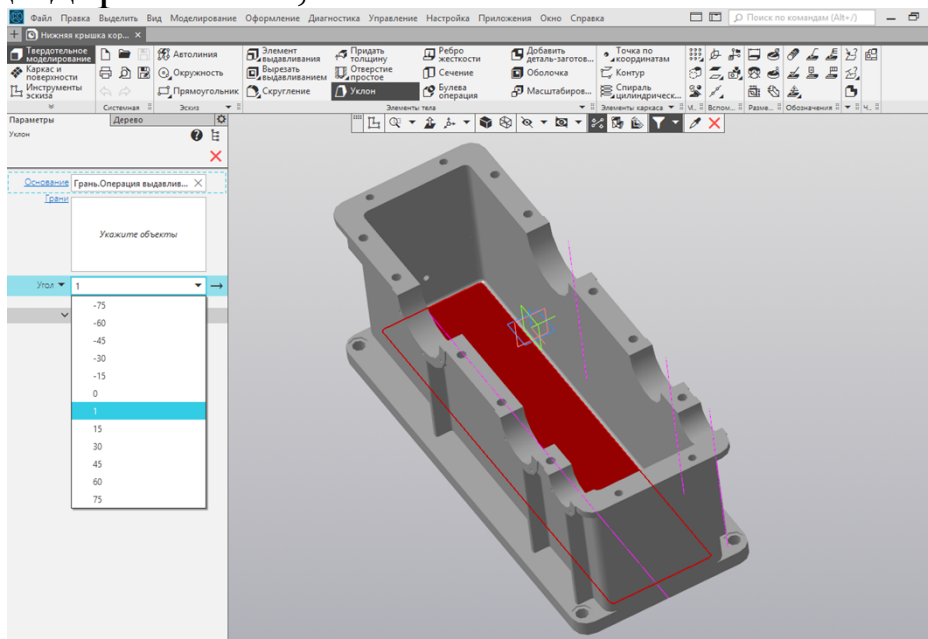


Рисунок 6.28 – Побудова ухилу

Керуючись підказками системи, в меню властивостей операції спочатку вибирають основу моделі (це площина, перпендикулярно якій розташовані поверхні, що будуть відтворені з ухилом), потім – самі похилі грані, а далі – напрямок і величину ухилу в градусах. Після натиснення кнопки «Создать объект» на зазначених гранях з'являються ухили, які надалі можна відредагувати.

Корпусні деталі мають, як правило, досить тонкі стінки порівняно з розмірами силових елементів (фланців, бобишок, лап). Аби знизити місцеве напруження, що виникає в ділянках з'єднання стінок з навантаженими елементами, формують ребра жорсткості. Їх можна будувати як з використанням звичайної команди «Операция выдавливания» за ескізом, що з'явився на бічній стінці корпусної деталі (рис. 6.29), так і застосовуючи спеціальну операцію «Ребро жесткости». Саме для останньої потрібно побудувати ескіз на одній з основних площин чи на спеціально створеній допоміжній площині. Для цієї побудови використовують одну основну лінію або ламану з кількох ліній, причому її початок і кінець мають пройти через тіло двох елементів деталі (рис. 6.28). Ескіз виділено підсвіченням.

Окремо зробимо деякі зауваження про операцію «Скругление», застосування якої вимагає обережності і творчого підходу, оскільки програма КОМПАС іноді «відмовляється» будувати закруглення там, де вони, здавалося б, мають з'явитися без проблем. У цій ситуації не варто створювати на деталі зображення відразу всіх фасок однакового радіуса в межах однієї операції. Краще побудувати тільки частину закруглень, а вже потім додавати їх у подальших операціях. При цьому закруглення іноді ліпше створювати відразу на щойно створених елементах деталі, але найбільш доречно – у самому кінці роботи над її тривимірною моделлю. Система дає можливість виконувати закруглення постійного і змінного радіуса, до того ж опція «По касательной к ребрам» дозволяє, виділивши тільки одне

ребро, отримати закруглення і на інших ребрах, що стають продовженнями виділеного.

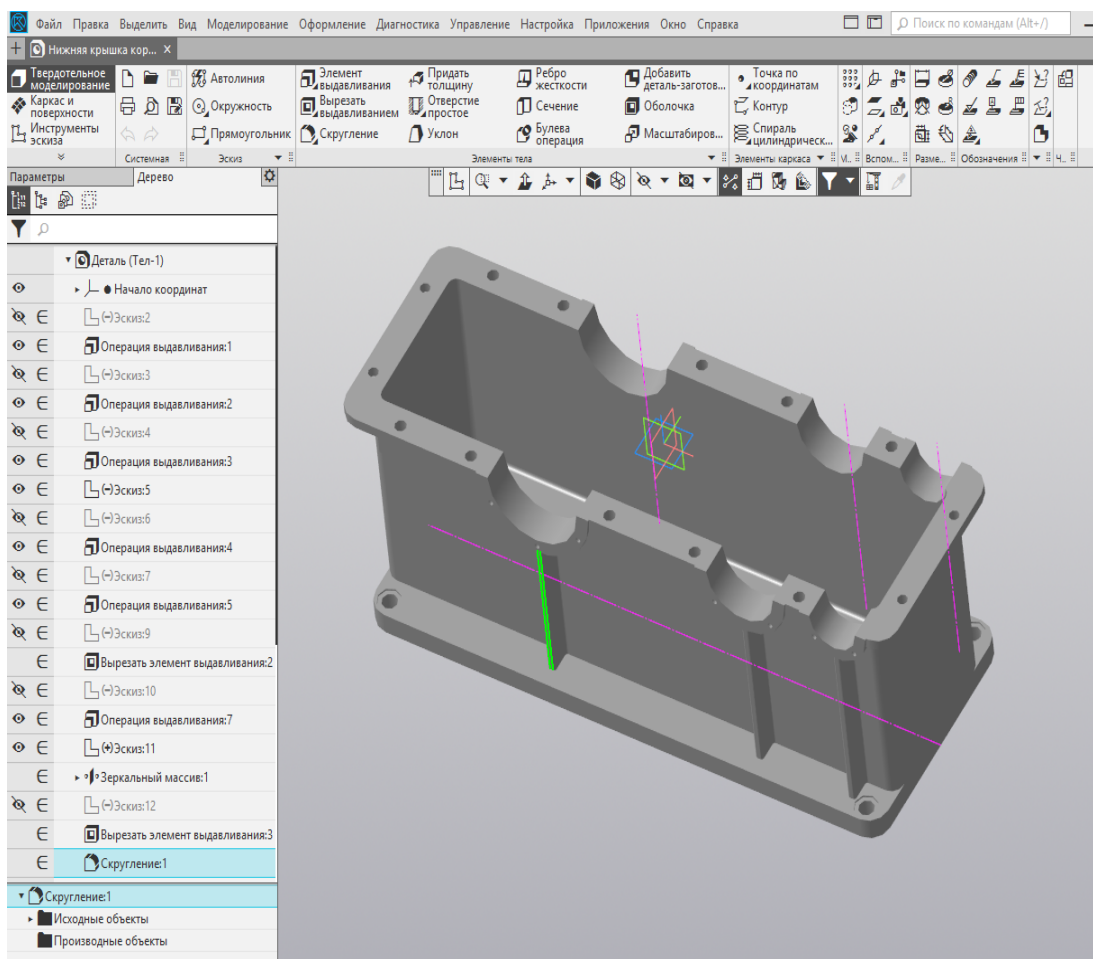


Рисунок 6.29 – Побудова ребер жорсткості

Операція «Фаска» загалом не викликає труднощів, проте в деяких випадках краще замінити її командою «Вырезать вращением» з меню операції «Вырезать выдавливанием», що буде зручним при моделюванні деталей складної конфігурації.

6.4 Компонування 3D-моделі редуктора

Оскільки файл побудови моделі складеного редуктора вже був створений у підрозд. 6.3, то решту змодельованих окремо зображень деталей потім вводять у складальну одиницю як її елементи. Крім зубчастої передачі, що має у своєму складі вали, файл «Редуктор» вже містить зображення корпусу і кришки, які створювалися або добудовувалися в

режимі «Редактирование на месте», але якщо побудови відбувалися нарізно, то на цьому етапі їх потрібно ввести в модель складеного редуктора, користуючись командою «Сопряжение» (рис. 6.30).

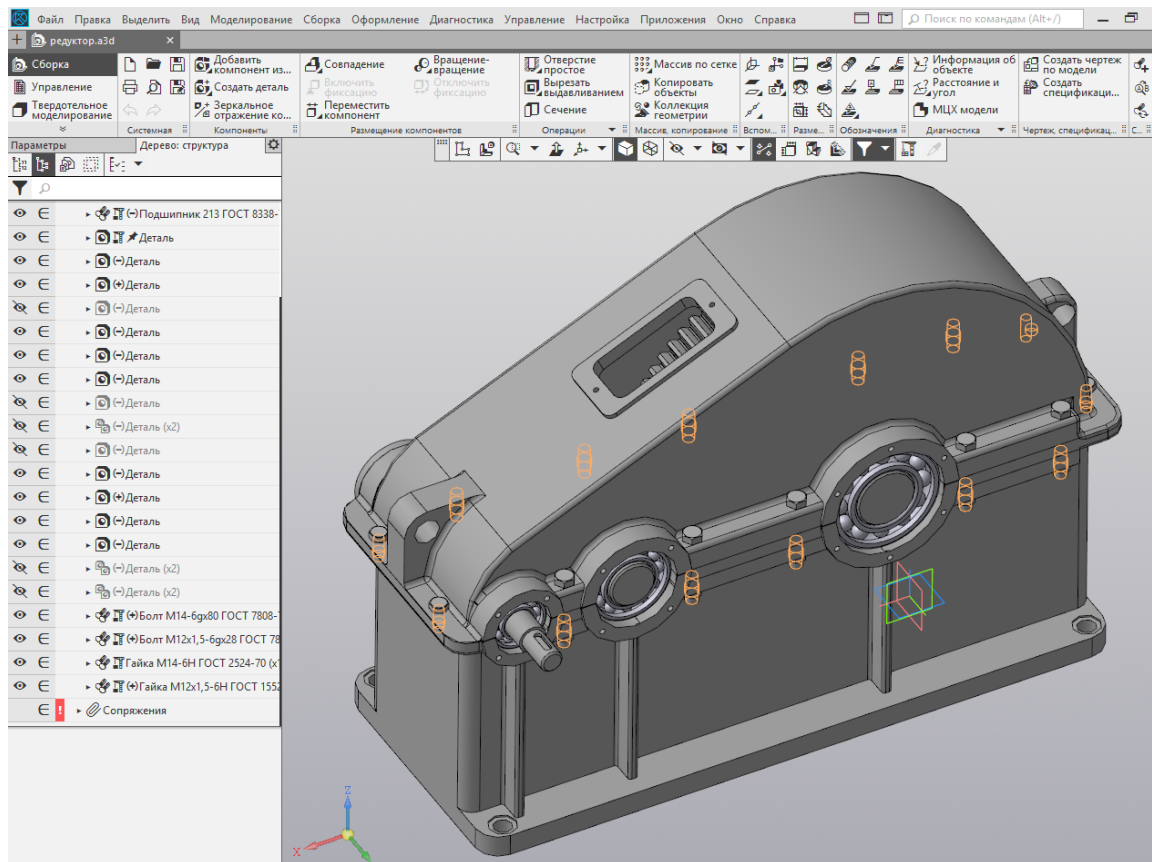


Рисунок 6.30 – 3D-модель редуктора

Тепер до файлу належить додати зображення кришки підшипникових вузлів з прокладками, мастилопокажчик, сапун, пробку зливного отвору, рим-болти, конусні штифти і змодельовати закріплення перелічених елементів на корпусі редуктора, використовуючи стандартні кріпильні вироби. Основні способи і прийоми такого моделювання будуть описані далі.

6.5 Побудова 3D-моделей інших деталей

Зображення будь-якої відсутньої в моделі редуктора деталі можна будувати за допомогою тих самих операцій, що застосовувались для моделювання валів, зубчастих коліс або

корпусних деталей. Розміри з'єднуваних поверхонь слід брати з тривимірних моделей суміжних деталей. Для цього в окремому вікні відкривають файл сусідньої деталі, знаходять операцію з побудови з'єднуваної поверхні, відкривають її ескіз і подвійним натисканням на потрібну основну лінію активізують режим її редагування. Розмір, наприклад, діаметр, записано у відповідній клітинці меню «Панель свойств» у нижній частині екрана монітора. Потім закривають ескіз (це обов'язково, оскільки система, як правило, не працює з двома одночасно відкритими ескізами або операціями в різних вікнах), повертаються у вікно з файлом нової деталі й продовжують її моделювати. Форми і розміри торцевих кришок підшипникових вузлів стандартні, тому визначаючи ці параметри, слід дотримуватися вимог довідкової літератури [20, т. 2, с. 254].

Найбільш зручним визнано спосіб тривимірного моделювання деталей – це побудова нової деталі прямо в складальній одиниці. Для створення моделі кришки підшипникового вузла відкривають файл складеного редуктора, виділяють курсором зовнішню торцеву поверхню зовнішнього кільця, вже наявного в складеному підшипнику, і вже потім натискають на кнопку «Создать деталь».

Програма пропонує зберегти в потрібному місці файл створюваної деталі й надати йому ім'я, наприклад, «Крышка глухая». Після цього на виділеній поверхні створюють ескіз, у якому за допомогою операції «Спроецировать объект» будують зображення кіл, розміри яких відповідають найбільшому та найменшому діаметру зовнішнього кільця підшипника (рис. 6.30, там вони підсвічені на розрізі кришки). Далі закривають ескіз, а потім за допомогою команди «Операции выдавливания» будують зображення першого елемента тіла кришки (втулки), застосовуючи команду «До поверхности» та показавши її курсором на поверхні торця бобишки корпусу редуктора. Саме за цієї умови кришка щільно прилягатиме до бобишки. Іноді це не зовсім доречно, особливо коли використовують плоскі

прокладки ущільнювачів, тому розмір «витягування» збільшують на 1 або 2 мм для отримання можливості регулювати затягування підшипників й установлювати гумову або паронітову прокладку для ущільнення між торцями бобишки і кришки. Далі до зовнішнього торця отриманого зображення заготовки кришки прибудовують її диск, а на ньому моделюють «просверлення» – наскрізні отвори для болтів кріплення першої до корпусу редуктора, збільшують їх діаметр таким чином, щоб він відповідав нарізі болта плюс приблизно 1 мм [8].

Будуючи зображення диска прохідної кришки, роблять проекцію на неї діаметр вихідного кінця вала, величину якого збільшують на 1 – 1,5 мм, щоб уникнути його стирання при обертанні. У внутрішній порожнині прохідної кришки моделюють канавки для сальникової набивки або пази під розміщення манжетного ущільнення. Зображення канавок беруть з бібліотеки «Приложения → Стандартные изделия → Вставить элемент → Канавки для манжет» або використовують інші зображення канавок із тієї самої бібліотеки (рис. 6.31, 6.32).

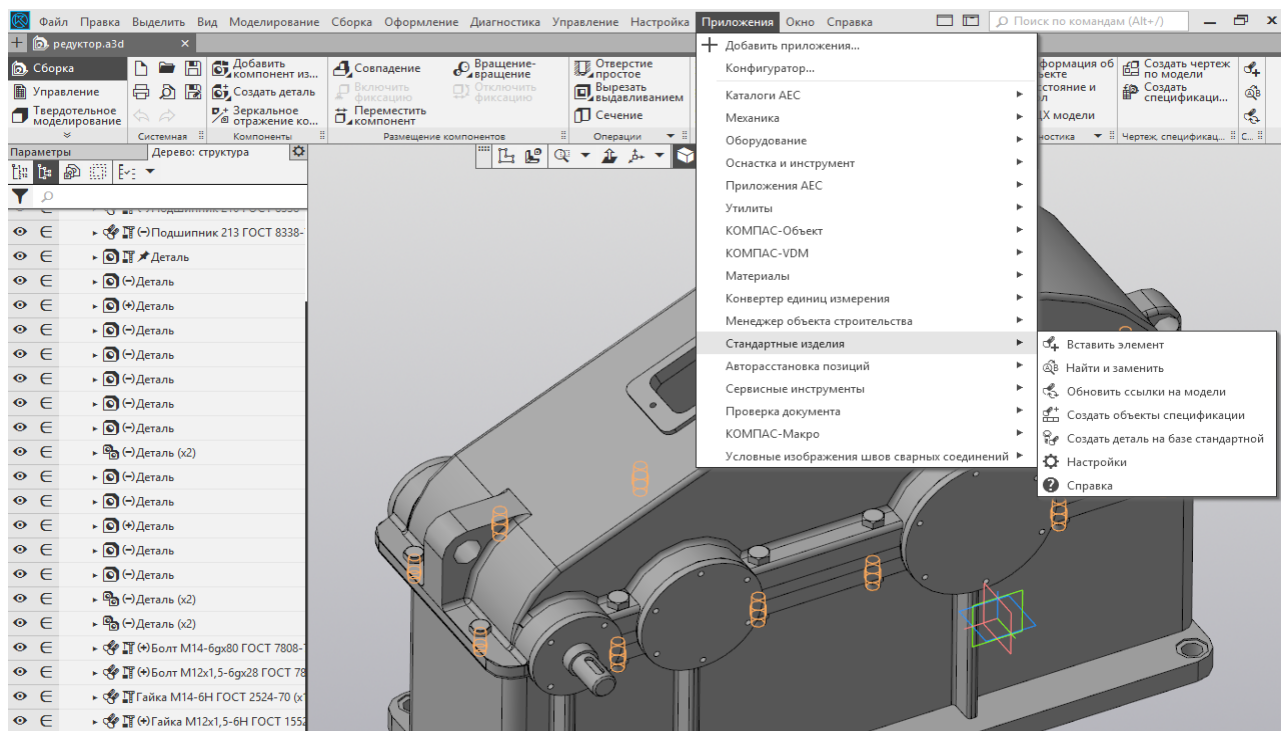


Рисунок 6.31 – Зображення з бібліотеки

Посадкові місця манжетних ущільнень моделюють за розмірами конкретної манжети, вибраної для встановлення в прохідну кришку. Оскільки параметри ущільнень у рухомих з'єднаннях нормалізовані, то при їх моделюванні належить користуватися довідковою літературою [10, т. 3, с. 300].

На закінчення, уже редагуючи модель кришки в окремому вікні, додають зображення фасок і закруглень, а також деяких інших елементів (наприклад, ливарних ухилів для литих кришок).

Крім описаного вище моделювання притяжних кришок підшипникових вузлів можна будувати також закладні – компактніші й легші. Вони не мають фланцевого диска з отворами для притягування до бобишки корпусу, але при цьому на циліндричній поверхні, що вставляється в бобишку, є дискові виступи, які закладаються у відповідні канавки бобишок.

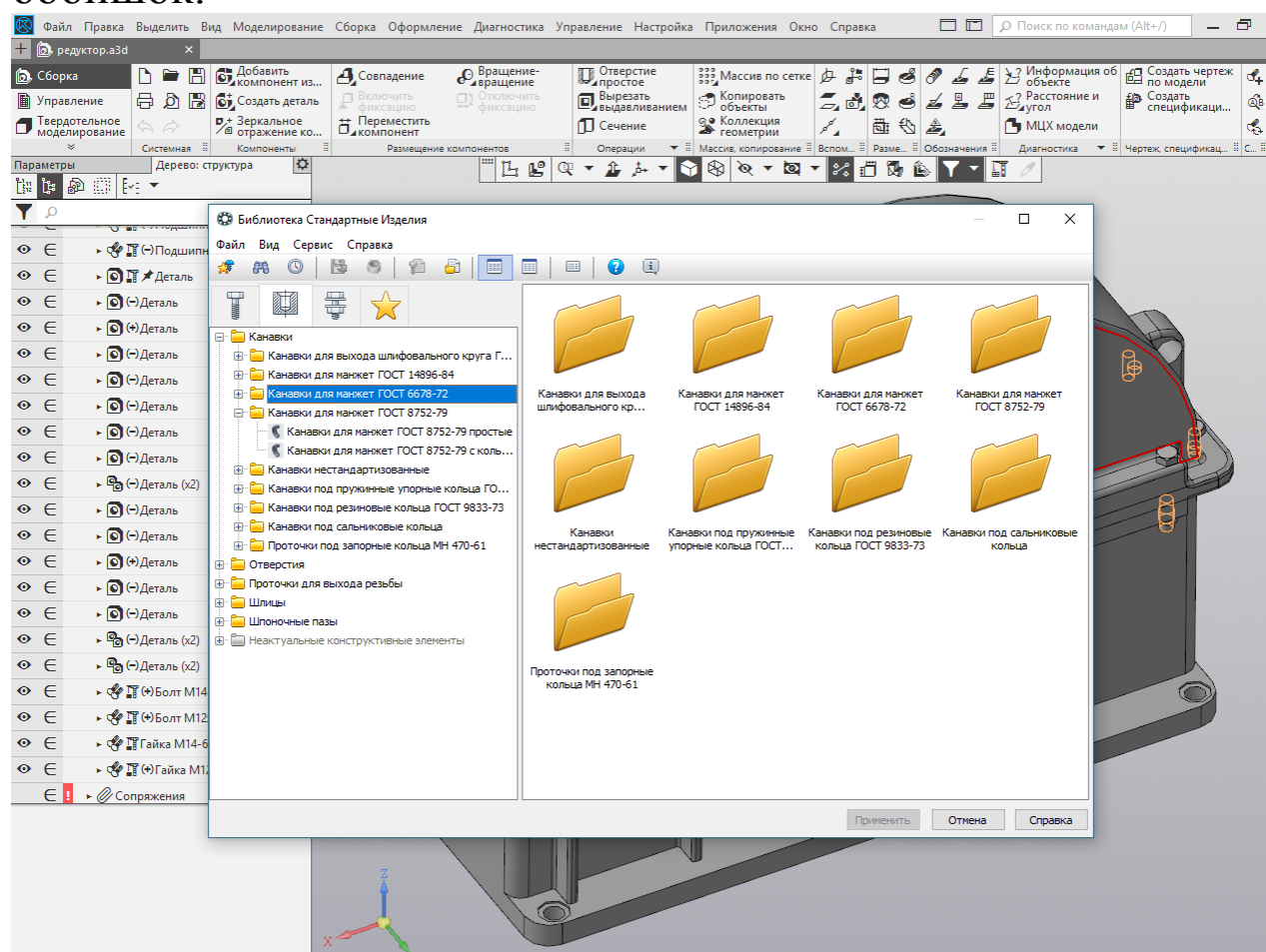


Рисунок 6.32 – Побудова канавок

Існують також інші способи фіксації валів в осьовому напрямку та регулювання підшипників різних типів [4].

Так само будують моделі гумових прокладок між торцями бобишок і кришками підшипникових вузлів, кришки оглядового вікна зубчастого зачеплення та інших деталей.

6.6 Встановлення стандартних кріпильних деталей та ущільнень

Кожна нова деталь, тривимірна модель якої створена повністю або частково, може бути приєднана до складеного редуктора за допомогою функції «Сопряжение». Візуальний перегляд точок і поверхонь контакту сусідніх деталей дає можливість поступово усувати всі помилки побудов або доопрацьовувати конструкцію окремих вузлів і деталей редуктора. З цією метою обертають зображення складальної одиниці, роблять невидимими окремі її деталі (для чого вибирають у дереві побудови цю деталь, правою кнопкою миші відкривають підменю і знаходять рядок «Скрыть») або розсікають складальну одиницю вибраною площиною (операція «Сечение поверхностью»). Останній спосіб перевірки складеного редуктора на правильність побудови – дуже ефективний і зручний. Належить переконатися, що будь-яка деталь або дрібна складальна одиниця дійсно були зафіксовані шляхом спряження з рештою деталей. Це можна перевірити за допомогою команд «Переместить компонент» і «Повернуть компонент» з панелі інструментів «Редактирование сборки».

Після того як основні елементи складальної одиниці змодельовано та встановлено на свої місця в редукторі, треба розпочати його оснащення стандартними кріпильними виробами, які беруть з бібліотеки «Приложения → Стандартные изделия → Вставить элемент» (рис. 6.33).

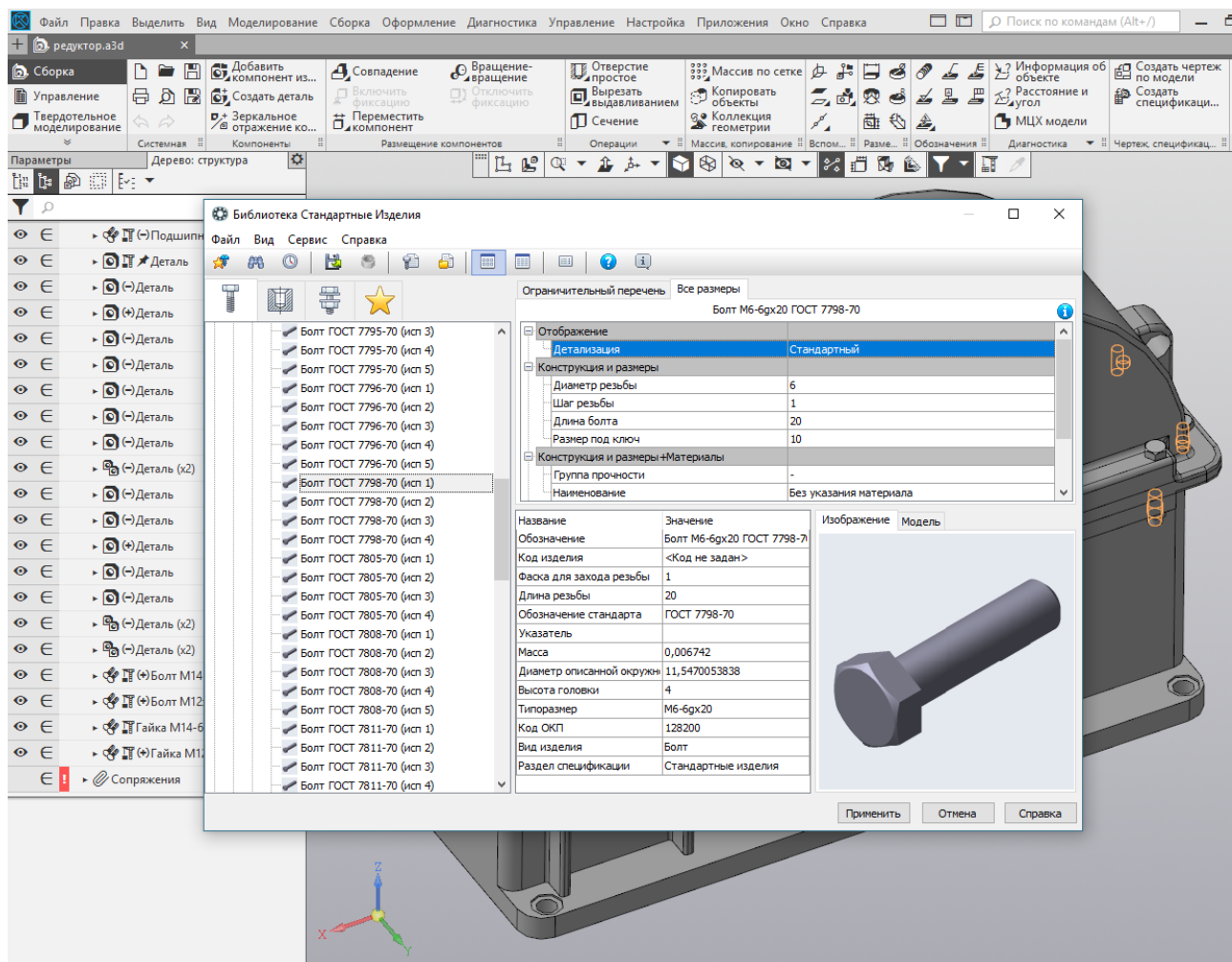


Рисунок 6.33 – Оснащення стандартними кріпильними виробами

Користуватися нею нескладно: спочатку в бібліотеці слід вибрати вид виробу, наприклад, пружинну шайбу, а в падаючому меню – тип шайби й діаметр болта, що проходить крізь неї, і тільки потім натискають кнопку «ОК». Фантом шайби, що з'являється на екрані, натисненням лівої кнопки миші треба залишити на вільному місці екрана монітора і натиснути кнопку «Создать объект», чим підтвердити введення цього елемента.

При цьому з'являється додаткове меню «Создать объект спецификации», у якому це потрібно підтвердити. Таким чином, зображення шайби стає доступним для поворотів і переміщень, отже, за допомогою спряжень його треба встановити точно напроти отвору (користуючись операцією «Соосносно») й сумістити бічну поверхню шайби з корпусом

редуктора (операція «Совпадение объектов»). Аналогічно розташовують зображення шпильок, болтів, плоских шайб, гайок, штифтів, рим-болтів, стандартних кілець ущільнювачів, а також манжет на передбачених для цього місцях.

Якщо необхідно ввести не одну кріпильну деталь (не один комплект кріпильних деталей, у складі якого, наприклад, болти, шайби і гайки), то можна скористатись операцією «Массив по сетке». Операції «Массив по концентрической сетке» можна також використовувати для кріплення кришок підшипникових вузлів до бобишок корпусних деталей.

6.7 Перевірочний розрахунок роз'ємних з'єднань

Деталі роз'ємних з'єднань проектного редуктора, як правило, розраховують за емпіричними формулами. Тепер необхідно перевірити їх на міцність, беручи до уваги фактичні навантаження.

Болти і гвинти перевіряють на розтяг. Сумарна площа перерізу всіх болтів має витримувати напруження розтягу під дією розривної сили

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{розр}}}{n_b \pi d_b^2} \leq [\sigma_p]$$

де $F_{\text{розр}}$ – розривна сила, Н;

n_b – кількість болтів (гвинтів), що протидіють розривній силі;

d_b – діаметр одного болта, мм;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу, МПа (для сталевих болтів загального використання у розрахунок закладають значення від 180 до 220 МПа залежно від матеріалу, з якого виготовлені кріпильні вироби).

Приклад зображення болтових з'єднань з діаметром болта d_b , призначеним для нарізі М16 мм, подано на рис. 6.33.

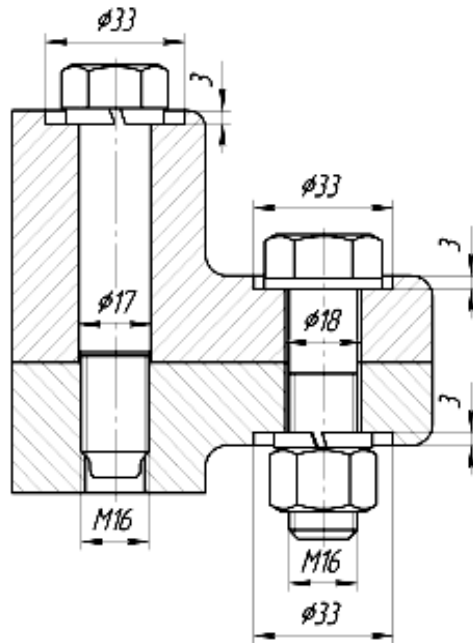


Рисунок 6.33 – Приклад зображення болтових з'єднань

Як бачимо, «призонний» болт або гвинт щільно входить в отвір під розгортку однієї з деталей (верхньої на рисунку) і вгвинчується в нарізний отвір іншої (вона нижня на рисунку). Під його головку встановлюють пружинну шайбу, що перешкоджає самозгвинченню цієї деталі. «Чорний» болт або гвинт вільно входить в отвори деталей, а закріплюють його за допомогою гайки, під яку встановлюють пружинну шайбу. Під головку болта ставлять плоску шайбу. Для забезпечення паралельності поверхонь деталей, до яких прилягають головки болтів, гвинтів або шайби, на них роблять цекування або зенкування, діаметр і глибину яких стандартизовано [8, с. 538].

Величину розривної сили $F_{розр}$, що виникає в зубчастому зачепленні (колова, радіальна або осьова), приймають залежно від компонування редуктора (горизонтальне або вертикальне) і від того, які болти перевіряють (фланців площини рознімання корпусу або торцевих кришок підшипникових вузлів). Ця сила створює в розрахованих болтах (гвинтах) напруження розтягу і діє в осьовому напрямку, але, звичайно ж, вона не повинна їх розірвати.



Питання для самоконтролю

- 1 Якого типу файли використовують для побудови деталей у програмі КОМПАС?
- 2 Який ескіз використовують для моделювання фланця, що з'єднує корпусні деталі редуктора?
- 3 Що являють собою ливарні ухили, та як їх виконують на тривимірних моделях у програмі КОМПАС?
- 4 За допомогою яких команд будують ребра жорсткості на корпусних деталях?
- 5 Навіщо потрібні ребра жорсткості на зварних корпусних деталях?
- 6 Для виконання яких завдань використовують бібліотеку SHAFT 3D програми КОМПАС?
- 7 Яким чином позначають матеріал для виготовлення деталі, виконуючи її модель у програмі КОМПАС?
- 8 Які спряження належить використати для виконання моделі зачеплення циліндричної зубчастої передачі?
- 9 Якими спряженнями потрібно скористатися при виконанні моделі зачеплення конічної зубчастої передачі?
- 10 Як з двовимірної моделі зубчастого колеса можна зробити тривимірну засобами бібліотеки SHAFT 2D?
- 11 Файли якого типу використовують для моделювання складальних одиниць у програмі КОМПАС?
- 12 За допомогою яких кріпильних елементів з'єднують деталі й проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?
- 13 Який з валів редуктора має найменший діаметр?
- 14 У якій бібліотеці системи розміщено тривимірні моделі підшипників кочення?
- 15 Яким чином засобами програми КОМПАС отримують точне значення товщини прокладки або ущільнення з використанням тривимірної моделі складеного редуктора?
- 16 За допомогою яких кріпильних елементів з'єднують деталі та проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?

17 Які бувають типи кришок підшипникових вузлів?

18 У якій бібліотеці програми КОМПАС розташовані зображення кріпильних елементів?

19 Яким чином виконують отвір у фланцях кришки та корпусу редуктора під конусний штифт?

20 Які способи змащування зубчастих зачеплень використовують у редукторах?

7 ВИКОНАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНИКІВ РЕДУКТОРА І ЙОГО СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ

Побудову кресленика розпочинають тільки після того, як повністю створено тривимірну модель редуктора в складеному вигляді, хоча й на цій стадії, виявляючи помилки, упущення чи дефекти, у тривимірні моделі деталей і складальних одиниць можна внести зміни. Оскільки система зберігає асоціативний зв'язок створених креслеників з тривимірними моделями, то будь-які зміни в моделях приведуть до перебудови всіх креслеників, де їх використано, але це відбувається тільки після дозволу користувача.

7.1 Створення креслеників

Рекомендується спочатку виконувати головний складальний кресленик редуктора в цілому, проте якщо студент не готовий до цього, то для початку можна, наприклад, виконати складальний кресленик вала або робочий кресленик зубчастого колеса (додаток О).

Найпростіший спосіб побудови кресленика – натиснути кнопку «Новый чертеж из модели» на інструментальних панелях «Редактирование Сборки» або «Редактирование Детали» (залежно від того, складальний це чи робочий кресленик) у програмі КОМПАС-3D. При цьому система автоматично створює новий файл типу «Чертеж» формату А4, куди вставляється головний вид «#Спереди» із стандартними налаштуваннями масштабу, зображенням ліній і відповідними позначеннями. Бажано відразу зберегти файл у папці курсового проекту з тим самим ім'ям, що й на файлі тривимірної моделі, але іконка файлу та його розширення будуть іншими, хоча легко впізнаними, наприклад, «Редуктор.cdw».

На цьому етапі користувач може змінити будь-які налаштування і навіть вибрати інший вид на кресленику, який

би хотів побудувати першим (як правило, це – головний вид). Тому перед створенням кресленика корисно зупинитися на певній назві потрібного виду у файлі тривимірної моделі. Для цього в меню «Ориентация модели» на панелі «Вид», розташованій праворуч над вікном зображення моделі, треба перебрати різні стандартні ортогональні види й вибрати відповідний (кожен з них повертає модель на екрані монітора у відповідне положення) і саме його встановити в кресленик (рис. 7.1). І тут належить неодмінно змінити формат аркуша. Так, для складального кресленика редуктора це має бути формат А1. Ось чому вибирають меню «Настройка → Параметры → Текущий чертеж → Параметры первого листа → Формат», позначаючи курсором А1 та задаючи орієнтацію «Горизонтальная».

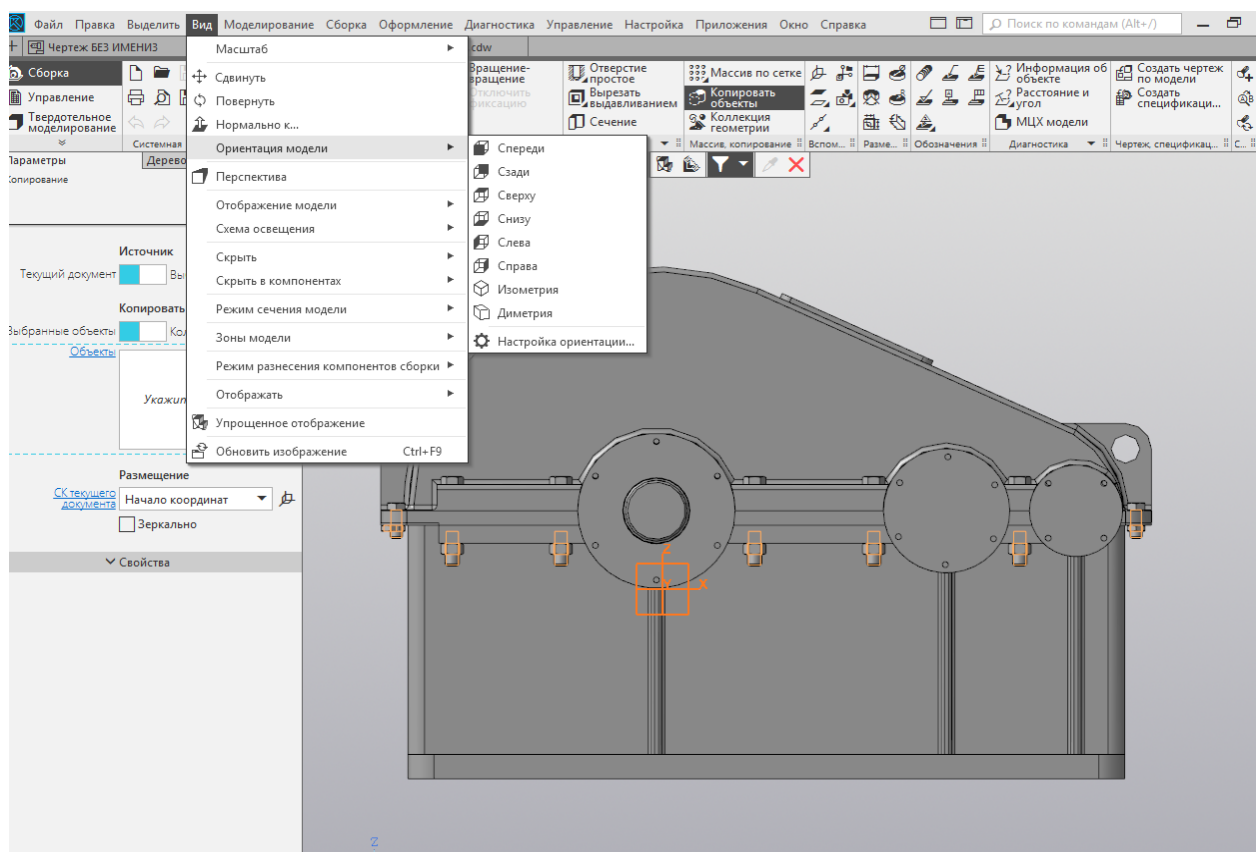


Рисунок 7.1 – Вид тривимірної моделі

Іноді можна відразу побудувати всі три головні види, для чого використовують другий із запропонованих системою спосіб створення креслеників. Для цього новий файл типу

«Чертеж» створюють у режимі «КОМПАС-График», а потім натискають кнопку «Вставка → Вид с модели → Стандартные виды с модели» на панелі і вибирають тривимірну модель, відповідно до якої буде виконано кресленик (рис. 7.2). Можна також створити поодинокі види, натиснувши кнопку «Произвольный вид».

Якщо жоден із стандартних видів 3D-моделі не прийнятний для головного виду кресленика, то його виконання можна розпочати з якого завгодно виду або задати його поворот, наприклад, на 90° чи 180°.

У будь-якому місці кресленика (навіть за його межами) можна побудувати допоміжний вид, з якого потім зручно створювати один або кілька проєкційних видів. Коли ж ця побудова виявиться зайвою, то її можна буде видалити кнопкою «Погасить» у вікні «Дерево построения», яким дуже зручно користуватись у креслениках програми КОМПАС, застосовуючи меню «Вид» (рис. 7.3).

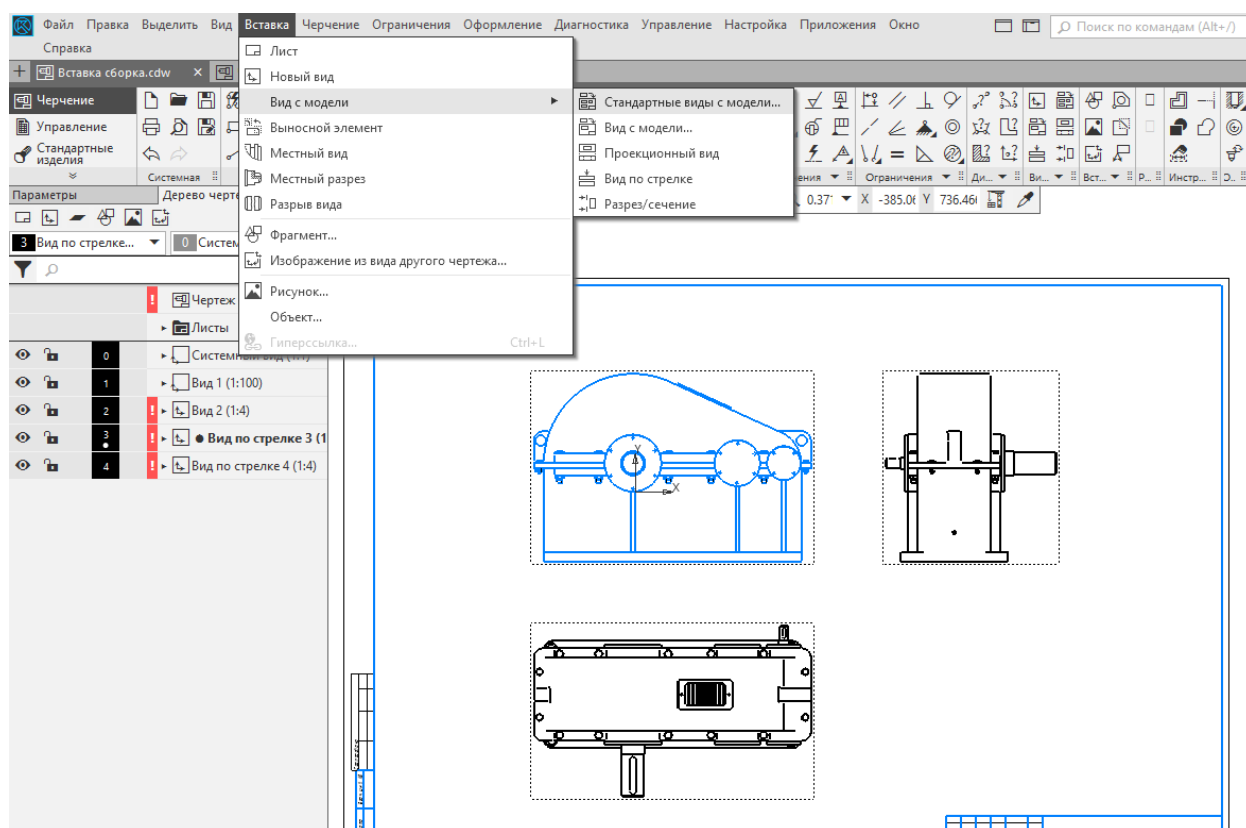


Рисунок 7.2 – Три головні види моделі

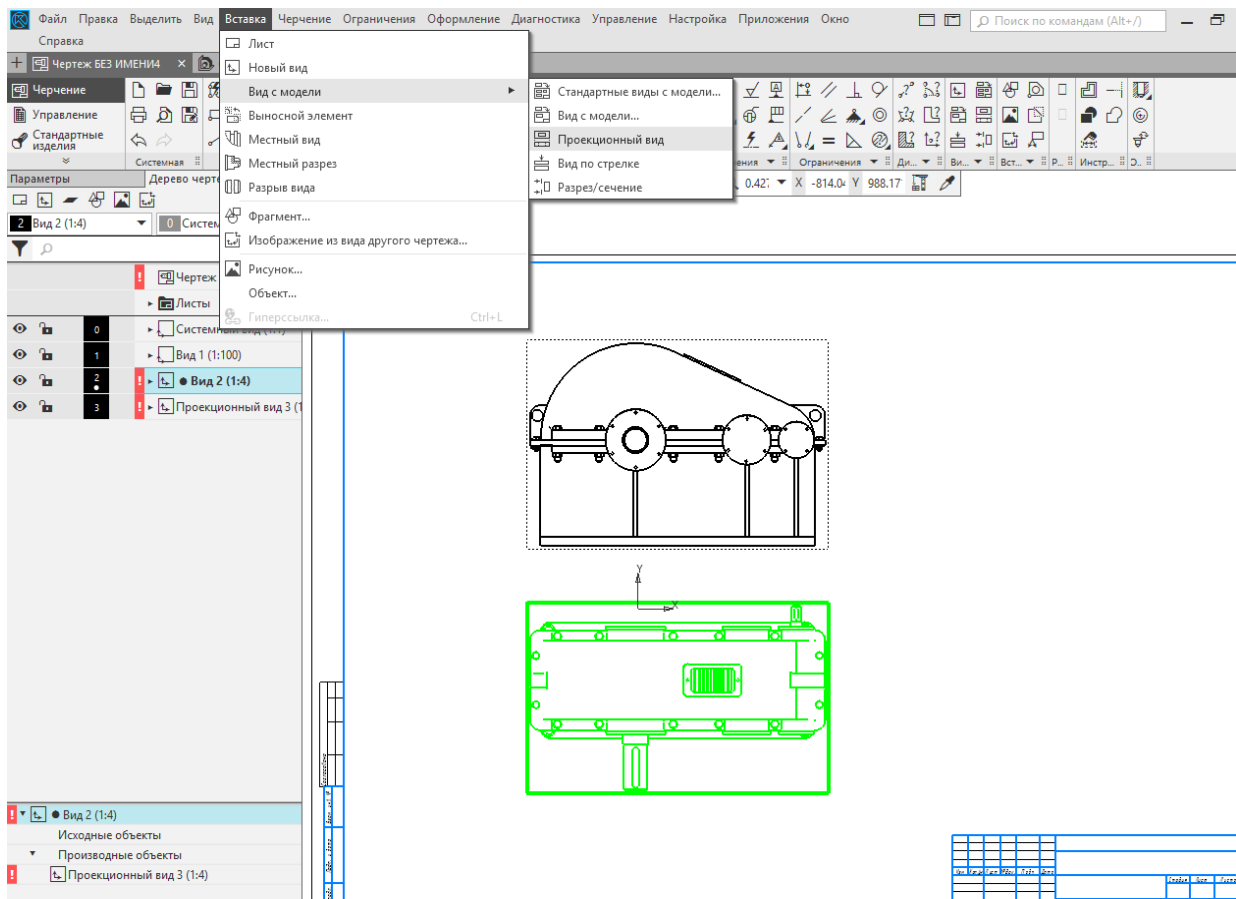


Рисунок 7.3 – Побудова допоміжного виду моделі

Щоб габаритна рамка вилученого виду не залишалася видимою, належить здійснити описані нижче операції. Після виконання команд з меню «Настройка → Параметры → Система → Графический редактор → Виды» у правій частині вікна «Параметры» натиснути кнопку «Рамки выключенных видов» і відключити прапорець «Показывать» (рис. 7.4).

Побудувавши на кресленику перший вид, слід перейти до створення решти (їх кількість має бути достатньою для розуміння будови складальної одиниці або деталі), для чого застосовують такі операції інструментальної панелі «Вставка → Вид с модели»: «Проекционный вид», «Вид по стрелке» або «Разрез/сечение». Часто використовують команди «Местный разрез», «Местный вид» і «Выносной элемент», що загалом не викликає труднощів, але вимагає врахування певних нюансів.

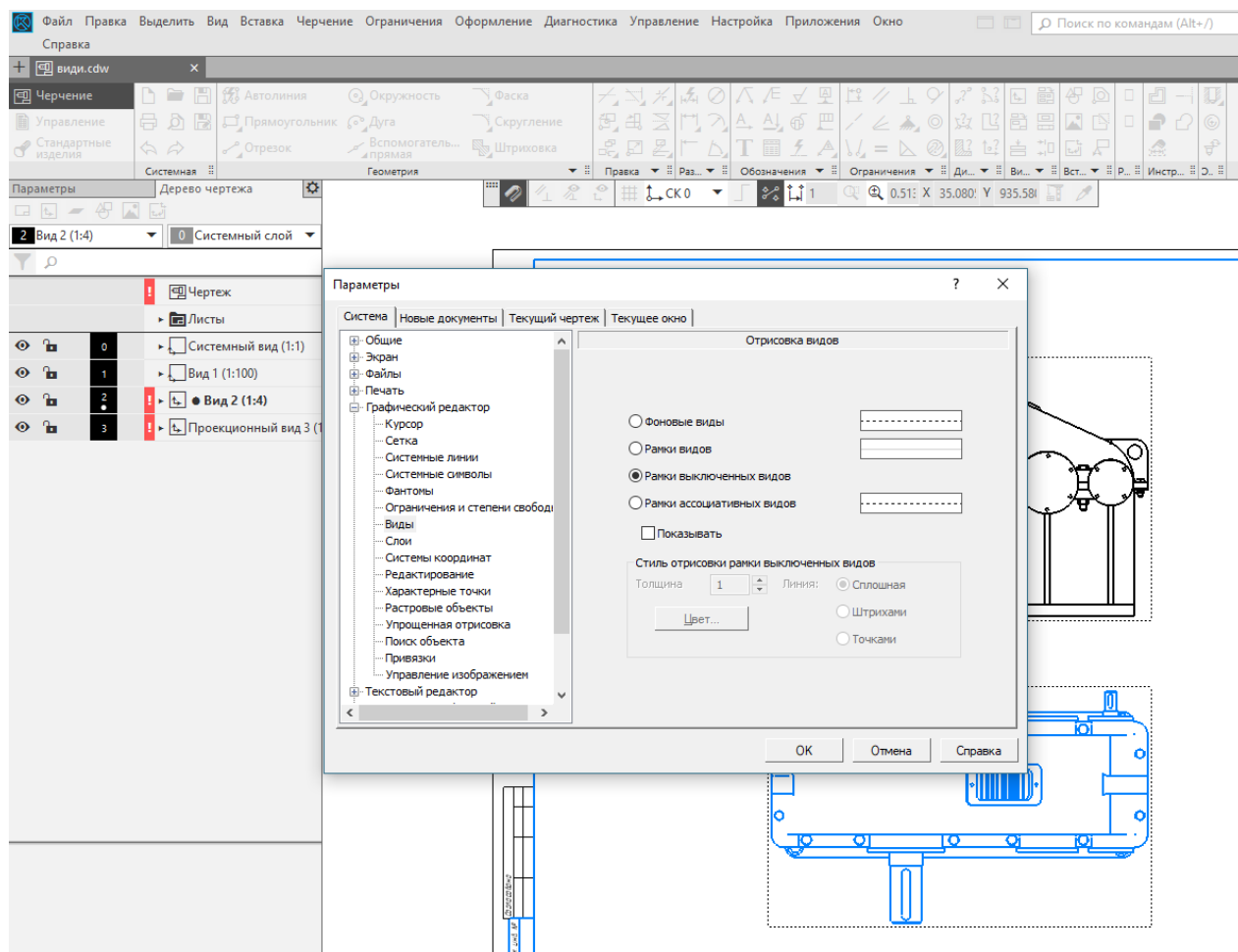


Рисунок 7.4 – Редагування видимості габаритної рамки вилученого виду

Наприклад, для побудови нового виду, де передбачено виносний елемент, спочатку визначають місце, яке на останньому виді потрібно показати збільшенням і/або з великою кількістю розмірів. З цією метою в меню інструментальної панелі «Обозначения» вибирають операцію «Выносной элемент», позначають на кресленику точку центра його побудови (натиснувши ліву кнопку миші), рухають курсором, щоб установити діаметр кола виносного елемента, після вибору якого натискають ліву кнопку миші, а також вибирають положення полиці з буквеним позначенням. КОМПАС автоматично присвоює позначення видам (за ЄСКД), причому враховує пріоритетність кожного. Але в будь-який момент ці позначення можна змінити вручну.

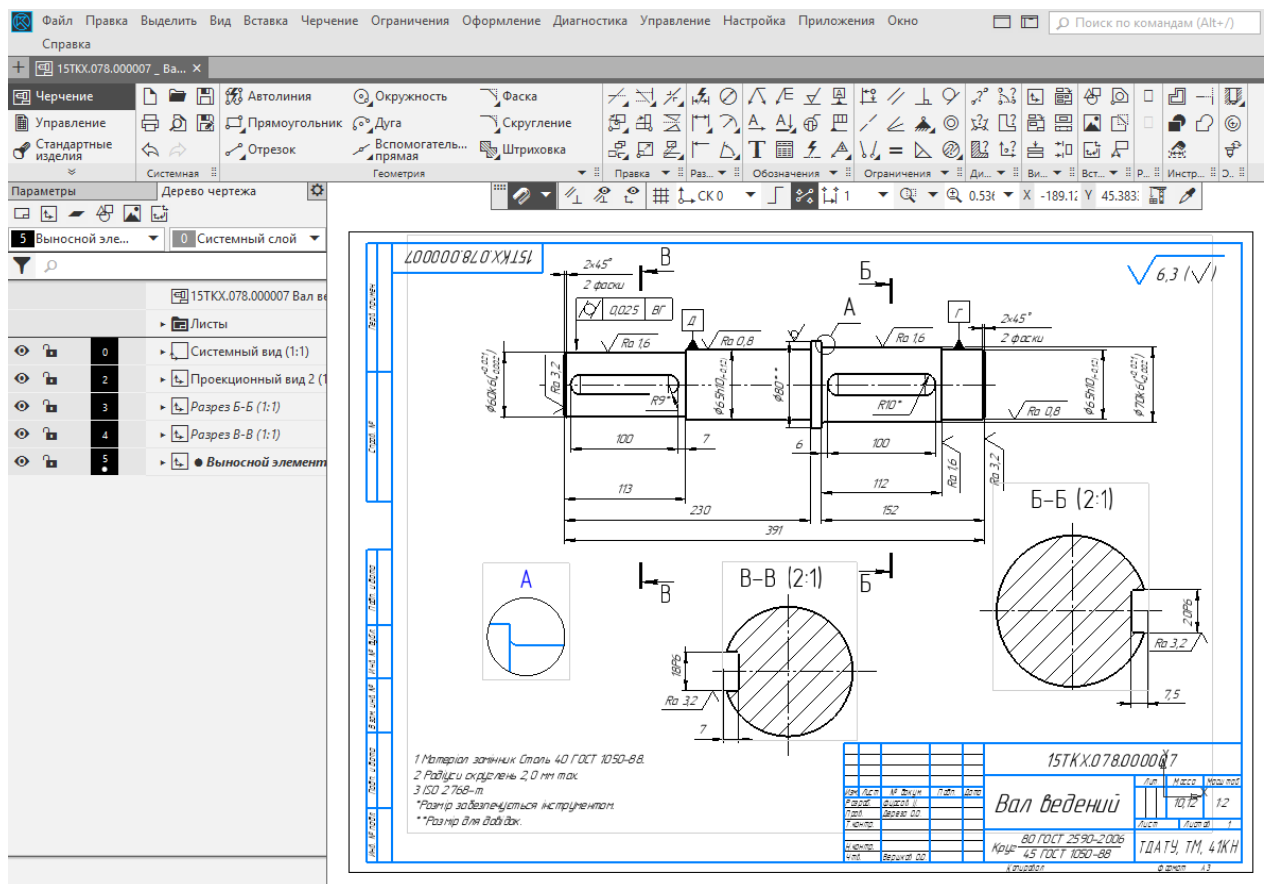
При цьому з'являється кругла габаритна рамка нового виду з виносним елементом і меню панелі «Параметры» в

лівій частині екрана, масштаб якого встановлюють зазвичай таким чином, щоб зображення виносного елемента було більшим, ніж на початковому виді (рис. 7.5). Це роблять для зручності проставлення розмірів і знаків шорсткості поверхонь.

Вид з виносним елементом можна побудувати також із застосуванням панелі інструментів «Ассоциативные виды», використовуючи команду «Выносной элемент». Так роблять тоді, коли новий вид з виносним елементом чомусь не був побудований відразу після нанесення позначки «Выносной элемент» в потрібній точці основного виду.

Щоб виконати команду «Местный разрез», у потрібному місці вже побудованого виду (де має бути розріз), необхідно накреслити за допомогою меню «Геометрия» основною лінією замкнену фігуру з тих, що в ньому наявні, наприклад, «Эллипс», «Многоугольник», що стає можливим після введення команди «Преобразовать в NURBS» з меню «Редактор» або з інструментальної панелі «Редактирование» (спочатку натиснути на кнопку, а потім – на замкнену основну лінію). Отже, замкнена фігура стає доступною для зміни положення кутів і довжини сторін.

Можна також провести майже замкнену лінію (команда «Кривая Безье»), а для її автоматичного замикання натиснути кнопку «Режим» в меню «Панель свойств». Після цього натискають кнопку «Местный разрез» і, керуючись підказками системи, спочатку вказують курсором на замкнену криву і натискають ліву кнопку миші, а потім на будь-якому іншому виді визначають положення січної площини (встановити допоміжну пряму, яка автоматично з'являється на екрані монітора, в потрібне положення, використовуючи функцію «Привязки», і знову натиснути ліву кнопку миші). Тоді замкнена основна лінія зникне, а на її місці будемо мати виконане відповідно до ЄСКД зображення місцевого розрізу деталі.



Побудова місцевого виду аналогічна до описаної вище, достатньо тільки натиснути кнопкою миші в місці замкненої кривої після активізації команди «Местный вид» (рис. 7.6). Для використання команд «Вид по стрелке» або «Разрез/сечение», як і команди «Выносной элемент», досить встановити з меню «Обозначения» відповідні символи або на активному виді, у ньому основні лінії позначено синім кольором, а на неактивному – чорним. Далі програма відразу створить прямокутну рамку вибудовуваного виду, яку потрібно лише зафіксувати курсором на вільному місці кресленика.

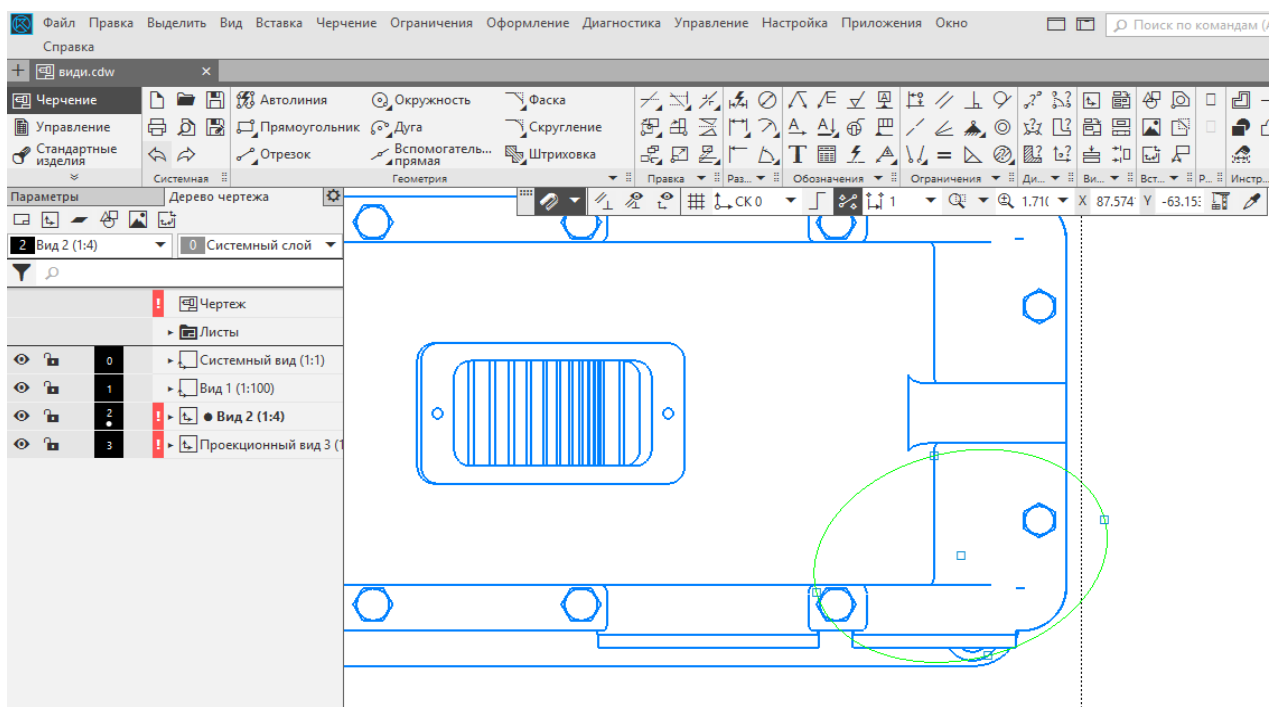


Рисунок 7.6 – Створення місцевого розрізу

Коли позначення видів, розрізів, перерізів, виносних елементів було виконано, але побудувати відповідні види не вдалося, то це можна зробити в будь-який момент (про це йшлося вище), скориставшись командами з інструментальної панелі «Виды», як і відредагувати вже побудовані.

Зображення видів мають бути рівномірно розподілені на площині кресленика, а над основним написом (штампом) належить виділити вільне місце для списку технічних вимог і таблиці з основними характеристиками редуктора

(потужність, передаточне число, частота обертання вхідного і вихідного валів, міжосьова відстань, модуль зубчастого зачеплення, тип використовуваного мастила).

Коли необхідна кількість видів не вміщується на одному аркуші, то можна додати ще один, який матиме основний напис за ДСТУ 2.104-2006 (форми другого і подальших аркушів). Для цього в меню «Вставка» вибирають рядок «Лист». Розміри цього аркуша встановлюються такі самі, як і першого, але їх вибирають з меню «Параметры новых листов», аналогічно до описуваного вище алгоритму стосовно меню «Первый лист». Позначення кресленика і номер кожного наступного аркуша програма виконує автоматично. Нові види можна будувати на додаткових аркушах, використовуючи ті, що вже є на першому або на інших аркушах файлу кресленика.

Усі циліндричні і сферичні, а також симетричні деталі подібної форми повинні мати осьові лінії. Відповідно до ДСТУ 2.315-68 передбачається спрощене й умовне зображення кріпильних деталей на складальних креслениках. Програма надає таку можливість за умови попередньої зміни деяких налаштувань. Оскільки зазначений стандарт також допускає повне (без спрощень та умовних зображень) подання кріпильних деталей, то при виконанні курсового проекту належить цього дотримуватись.

7.1.1 Нанесення розмірів і створення списку технічних умов на кресленику

На складальному кресленику проставляють розміри із застосуванням операцій інструментальної панелі «Размеры». При цьому передбачено п'ять основних типів розмірів, а саме:

а) складальні – для правильного формування складальної одиниці;

б) приєднувальні, за якими складальну одиницю компонують із суміжними вузлами в машині;

г) установлювальні, орієнтуючись на які складальну одиницю монтують на основу або раму машини;

д) габаритні (найбільші в трьох площинах);

е) транспортувальні, керуючись якими складальну одиницю стропують для переміщення по цеху за допомогою вантажопідйомних пристроїв, упаковують у тару, навантажують на транспортний засіб для перевезення й кріплять на ньому.

Перший тип розмірів обов'язково повинен мати буквено-числове позначення посадки (див. рядок панелі «Квалитет») за ЄСКД, а два наступних мають вигляд допусків, що записуються, як це показано на рисунку 7.7 (позначення посадки вводиться вручну в клітинку «Текст» з використанням вбудованого текстового редактора системи). Можуть бути й інші розміри, що вживають для довідки і, як правило, вони позначені зірочкою (*).

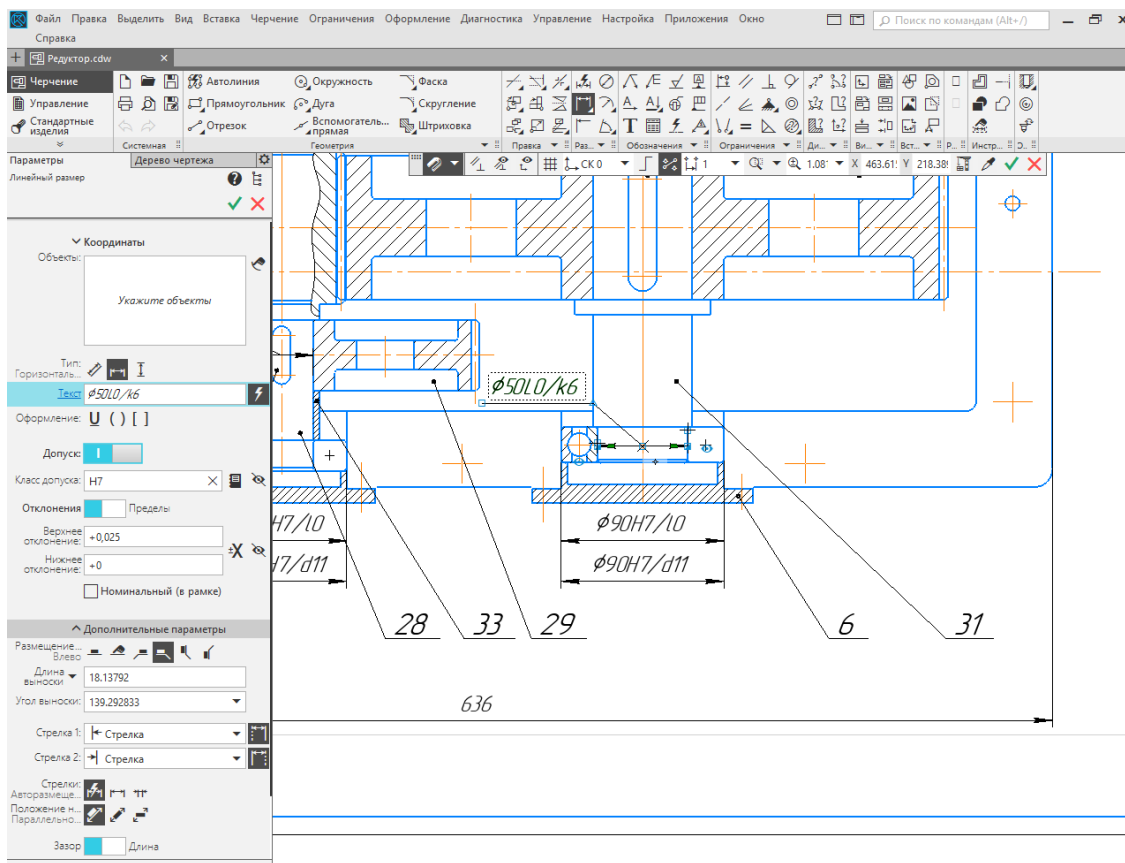


Рисунок 7.7 – Простановка розмірів

Розміри, які контролюються при одночасній механічній обробці кількох спряжених між собою деталей (наприклад, отвори для встановлення підшипників у корпусі та на кришці

редуктора) найчастіше позначають у квадратних дужках, тобто, «[Ø35]». Розміри ліній, стрілок і шрифтів розмірних написів програма встановлює за умовчуванням відповідно до ЄСКД, а користувач повинен тільки раціонально розмістити їх на виді і рівномірно розподілити серед усіх видів кресленика. Кожен розмір на кресленик наноситься тільки один раз. Розміри одного елемента бажано проставляти на одному виді.

7.1.2 Вибір допусків на розміри спряжень деталей

У процесі виготовлення деталей допуски їхніх розмірів обчислюють з огляду на обов'язковий взаємний збіг при складанні цих деталей, а також враховують вимоги до точності такого збігу, а в деяких випадках ще й до потрібної міцності їх взаємної фіксації.

Найбільш поширений спосіб фіксації зубчастого колеса на валі – використання призматичних шпонок. Традиційно використовують посадки коліс з натягом $H7/p6$ або $H7/r6$, а при реверсивній роботі редуктора – $H7/s6$. Посадкові поверхні валів під колеса й підшипники часто шліфують, тому перед упорним буртиком роблять канавку для виходу інструмента (шліфувального круга). Допуск на ширину шпонки встановлюють $h9$, на ширину шпонкового паза вала – $p9$, а на отвори в колесі – $Js9$.

Посадки на вал під внутрішнє кільце підшипника встановлюють залежно від виду й характеру навантаження. Стало нормою приймати допуски $k6$, $m6$, $n6$, що гарантують необхідну силу натягу деталей. Зовнішнє нерухоме кільце підшипників установлюють в отвори корпусних деталей допуском $H6$, $H7$ або $Js6$, $Js8$ для можливості його переміщення при регулюванні зубчастого зачеплення. Посадку підшипника (внутрішнє або зовнішнє кільце) на складальному кресленнику позначають тільки у вигляді допуску на розміри з'єднаних з ним деталей (валів, корпусів).

7.1.3 Наведення технічної характеристики виробу та списку технічних вимог до складальних і робочих креслеників

Список технічних вимог уводиться в поле кресленика і переміщується по ньому за допомогою команди «Оформление → Технические требования → Задать». У технічних вимогах обов'язково треба пояснювати всі умовні позначення на кресленнику (наприклад, зірочки й розміри в квадратних дужках), невідображені допуски розмірів, спосіб виконання деяких операцій виготовлення або складання деталей, а також застосування спеціальних матеріалів або дій під час експлуатації складальної одиниці. Формуючи текст технічних умов, треба користуватися текстовими шаблонами, меню яких викликається натисненням на кнопку «Текстовый шаблон».

На кресленні загального виду редуктора, у правому верхньому куті аркуша треба навести технічну характеристику виробу, яка складається з наступних пунктів:

Технічна характеристика

- | | |
|---|----------------|
| <i>1 Потужність на веденому валі редуктора, кВт</i> | <i>– 7,2.</i> |
| <i>2 Обертаючий момент на веденому валі, Н·м</i> | <i>– 1280.</i> |
| <i>3 Частота обертання веденого вала, об/хв.</i> | <i>– 5,6.</i> |
| <i>4 Передаточне число:</i> | |
| <i>– швидкохідної ступіні</i> | <i>– 5,0;</i> |
| <i>– тихохідної ступіні</i> | <i>– 6,3;</i> |
| <i>– загальне</i> | <i>– 31,5.</i> |
| <i>5 Коефіцієнт корисної дії</i> | <i>– 0,89.</i> |

У правому нижньому куті, над основним написом, або поруч, якщо над основним написом розташована таблиця комплектуючих виробів, треба навести технічні вимоги.

Технічні вимоги на кресленні викладають, групуючи разом однорідні і близькі за своїм характером вимоги, по можливості в такій послідовності:

- вимоги до розташування окремих елементів конструкції, зазори, тощо;
- вимоги до настроювання і регулювання виробу;
- інші вимоги до якості виробів, наприклад: безшумність, вібротривкість, самогальмування і т.і.;
- умови і методи випробувань;
- вимоги до якості поверхонь, вказівки про їх оздоблення, покриття;
- відомості про маркірування і таврування;
- правила транспортування і збереження;
- особливі умови експлуатації.

Пункти технічних вимог повинні мати наскрізну нумерацію. Кожний пункт технічних вимог записують із нового рядка. Приклади формулювання пунктів технічних вимог наведено у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Приклади формулювань і послідовність запису технічних вимог на кресленнях

<p>Вимоги до матеріалу заготовки, термічної обробки, властивостей матеріалу готової деталі</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Зварні шви за ГОСТ 5264-69. ◆ Електроди Э42А ГОСТ 9466-75. ◆ Цементувати h 0,6...0,8; 58...62 HRC. ◆ Зубці цементувати $h = 0,9...1,3$; 56...62 HRC. Шліці від цементациї захистити. ◆ 187...217 HB, крім місця, зазначеного окремо. ◆ 58...62 HRC, крім поверхні А. ◆ Твердість 240...260 HB. Витки черв'яка і поверхню Г цементувати $h = 1,0...1,4$ мм; 50...62 HRC. ◆ Поліпшити, 240...270 HB. Зубці азотувати 45...52 HRC. ◆ Припускається виготовлення зі сталі 40 ГОСТ 1050-88. ◆ Обробку поверхні Б робити після нарізання і виміру зубців.
<p>Вимоги до розмірів та граничних відхилень</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Обробку по розмірах у квадратних дужках робити разом із деталлю 15ТХК.187.110002 і в наступному застосовувати спільно. ◆ Невказані ливарні радіуси 5 мм. ◆ Радіуси округлень 3 мм тах. ◆ Радіуси галтелей, крім зазначених, за ГОСТ 2716 - 84. ◆ Ливарні ухили за ГОСТ 3212 - 80. ◆ Ухили формувальні 3°. ◆ Отвори Д і К розмітити по двигуну і редуктору з перевіркою співвісності. ◆ ISO 2768-m. ◆ Граничні відхилення розмірів відливка за II кл. точності ГОСТ 3212-80.

Продовження таблиці 7.1

<p>Вимоги до форми і взаємного розташування поверхонь (якщо немає можливості зазначити на зображенні)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Перекіс шпонкових пазів щодо осі поверхонь Д і Е не більш 0,028 мм. ◆ Зсув шпонкових пазів щодо загальної осі поверхонь Д і Е не більш 0,11 мм. ◆ Некруглість поверхонь В і Г не більш 0,008 мм. ◆ Непрямолінійність утворюючої поверхні А не більш 0,1 мм на довжині 300 мм. ◆ Нециліндричність поверхонь В і Г не більш 0,008 мм. ◆ Перекіс шпонкового паза, щодо осі отв. Ø45Н7, не більш 0,02 мм. ◆ Допуск циліндричності отворів А і Б - 0,006 мм. ◆ Допуск співвісності отвору А, щодо отвору Б, 0,016 мм. ◆ Допуск на напрямок лінії зуба 0,011 мм. ◆ Радіальне биття поверхні А, щодо осі отвору, не більш 0,01 мм. ◆ Торцеве биття поверхні А, щодо осі отвору, не більш 0,02 мм.
---	--

<p>Вимоги до якості поверхні</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Оксидувати. ◆ Виливок піддати штучному старінню. ◆ Зварні шви зачистити. ◆ Піскоструїти. ◆ Раковини і шпаристість на поверхні А не допускаються. ◆ На привалковій поверхні фланця корпусу допускаються раковини з найбільшими розмірами до 6 мм при глибині до 3 мм, що складають не більш 30% ширини фланця. ◆ Кромки зубців округлити: подовжні R 0,4; торцеві R 0,5. ◆ Покриття зовнішніх поверхонь - емаль ПФ-115, зелений, ГОСТ 6465-76, IV, С, крім хвостовиків валів.
--------------------------------------	---

Продовження таблиці 7.1

<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Вимоги до складання, монтажу і до умов експлуатації</p>	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Бічний зазор у зачепленні 0,13 мм. ◆ Пляма контакту зубців: по висоті зубця - не менше 40%; по ширині зубця – не менше 60%. ◆ Після складання в корпус редуктора залити 1,2 л мастила індустріального И-Г-С-100 ГОСТ 17479.4 - 87. ◆ Перед складанням усі посадкові поверхні змазати мастилом ЦИАТИМ-203 ГОСТ 6267 – 79. ◆ На площину рознімання корпусу і кришки редуктора при остаточному складанні рівномірно нанести пасту «Герметик». ◆ Редуктор допускається експлуатувати з відхиленням від горизонтального положення на кут до 5°. При цьому повинний бути забезпечений рівень мастила, достатній для змащення зачеплення і підшипникових вузлів. ◆ Після складання редуктор обкатати при таких режимах: <ul style="list-style-type: none"> на холостому ході – 25 хв; при навантаженні 25% - 10 хв; при навантаженні 50% - 15 хв; при повному навантаженні - 10 хв. ◆ Після обкатування мастило злити, порожнину редуктора промити дизельним паливом і залити свіже мастило. ◆ Вихідні кінці валів змазати консервуючим мастилом і обмотати пергаментним папером.
--	---

* Розмір для довідок.

** Розмір забезпечується інструментом.

7.2 Рекомендації до застосування мастила для редуктора

На одному з видів (звичайно на головному) складального кресленика редуктора потрібно позначити верхній і нижній рівні мастила, а в таблиці з технічними характеристиками редуктора – тип використовуваного мастила.

Зазвичай у редукторах застосовують картерний принцип змащування зубчастої передачі. Рідке мастило заливають у нижню корпусну деталь (корпус), а одне або кілька зубчастих

коліс редуктора, обертаючись, розбризкують його всередині редуктора, утворюючи мастильний туман. Краплі мастила осідають на взаємодіючі поверхні, завдяки чому зменшується тертя й деталі охолоджуються. Такий спосіб змащення ефективний, якщо колова швидкість зубців більшого зубчастого колеса не перевищує 12 м/с.

Залежно від величини напружень, що виникають у зоні контакту циліндричних і конічних зубчастих коліс, в'язкість мастила має бути різною. Рекомендоване значення цього параметра наведено в таблиці.

Як правило, для змащення деталей циліндричних і конічних редукторів застосовують індустріальні мастила марок І-20а, І-30а, І-40, І-50 та І-60. Підходять також мастила марок І-ГС-32, І-Г-С-46, І-Г-С-68 та І-Г-С-100.

Загальна кількість мастила в редукторі повинна бути не меншою від 0,5 л на один кіловат потужності редуктора. Нижній рівень змащення зануренням колеса відповідає величині m , а верхній становить приблизно $0,2d_2$.

7.3 Розстановка позицій складальних одиниць і деталей

На складальних креслениках розставляють позиції з позначеннями складальних одиниць і деталей. Це можна зробити одразу, використовуючи команду «Обозначение позиций» в меню інструментальної панелі «Обозначения», але краще виконати цю процедуру після формування специфікації до складальної одиниці, правила заповнення якої описано нижче (розд. 7.5). При цьому обов'язково належить зберегти файл!

7.4 Заповнення основного напису складального кресленика

Основний напис (штамп) складального кресленика заповнюють в останню чергу, навівши на нього курсор і двічі клацнувши лівою кнопкою миші або за допомогою команди

«Оформление → Заполнить» (рис. 7.8). Масштаб аркуша у відповідній графі основного напису автоматично буде встановлено згідно з вибраним при створенні першого виду. У разі потреби його корегують вручну. Вручну також заповнюють графи «Разраб.» та «Пров.», записуючи туди прізвища (без ініціалів) студента і викладача, відповідно.

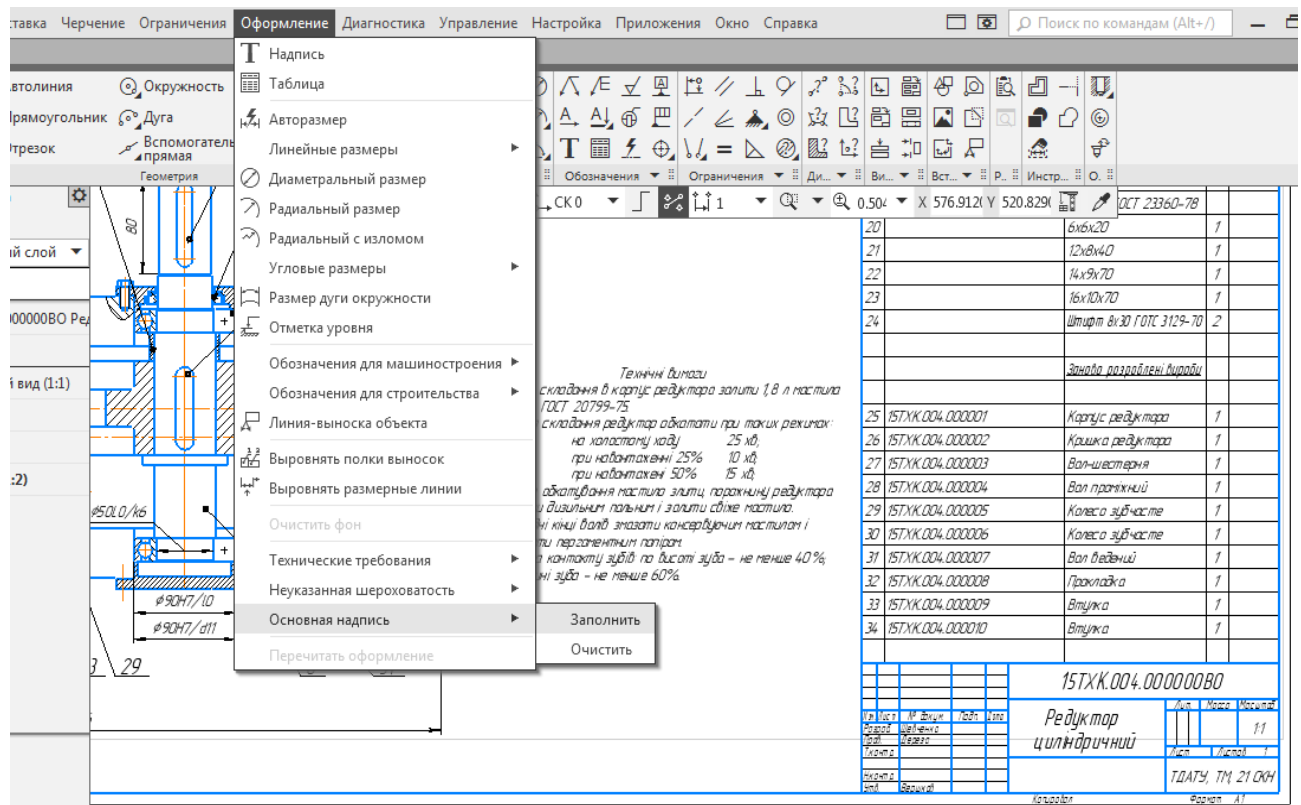


Рисунок 7.8 – Заповнення основного напису

На складальних креслениках обов'язково в кінці позначення (графі «Обозначение документа») вставляють скорочення «СБ», а в графі «Наименование изделия» після назви деталі додають фразу «Сборочный чертеж». Для цього потрібно клацнути правою клавішею миші в будь-якому місці штампа (коли це ще не було зроблено), щоб перейти в режим його редагування й натиснути на праву кнопку миші, викликавши контекстне меню, з якого вибрати команду «Вставить код и наименование», а в довіднику «Коды и наименования» відкрити розділ «Чертежи», знайти рядок «Сборочный чертеж» і натиснути кнопку «ОК». Після цього в основний напис кресленика будуть додані назва й код

У праве нижнє поле вносять назву вузу й шифр навчальної групи студента – виконавця курсового проекту. Верхня права графа містить позначення кресленика, але ця інформація автоматично передається з файлу тривимірної моделі деталі. У лівій графі «*Лит.*» ставлять шифрувальну літеру документа «*E*» (ескізний проект) за ДСТУ 2.103. Поточну дату заповнення основного напису автоматично вносить програма після подвійного клацання кнопкою миші у відповідній клітинці штампа (рис. 7.9).



142

На даній стадії виконання проекту структура складання редуктора та його складальних одиниць уже зрозуміла, вона відображена в дереві їх побудови і може бути взята за основу при формуванні специфікацій. Специфікація – це первинний конструкторський документ, тому в першому її розділі «Документация» треба перерахувати решту конструкторських документів (складальний кресленик і пояснювальна записка, інструкція користувача, інструкція з технічного обслуговування та ін.), які мають супроводжувати виготовлення машини або агрегату. Кожна специфікація хоча і може являти собою кілька аркушів, але відноситься тільки до однієї складальної одиниці.

У програмі КОМПАС існує кілька можливостей для створення специфікації до складеного редуктора. Її можна виконати в напіваавтоматичному режимі з тривимірної моделі складальної одиниці й тривимірних моделей, що входять у цю одиницю (наприклад, деталей та проміжних складальних одиниць), а також базуючись на складальному кресленику. Даний спосіб дуже зручний і формувати специфікації бажано саме таким чином.

Найбільш простим вважається ручний спосіб складання специфікації, яким можна скористатися в курсовому проектуванні. Цей спосіб позбавляє користувача від необхідності робити інтервали перед назвами розділів чи розміщувати найменування усередині розділу в алфавітному порядку, що передбачено ЄСКД, адже програма виконає такі функції автоматично.

Роботу над специфікацією починають із створення файлу у форматі «Спецификация», при цьому бажано, щоб файл і складальний кресленик мали одне ім'я, оскільки іконка файлу специфікації та його розширення відмінні від інших типів файлів, наприклад, «Редуктор.spw». Для створення специфікації вибирають режим «Нормальный», а не «Разметка страниц». Інструментальна панель «Спецификация» автоматично стає активною (підсвіченою).

Вибирають команду «Настройка спецификации» і в падаючому підменю прибирають позначку в рядку «Рассчитывать позиции», як це зображено на рис. 7.10 (під час роботи в напіваавтоматичному режимі цю опцію вмикають). Потім натискають кнопку «ОК», а в падаючому підменю «Очищать позиции» – кнопку «Да». Після цього натискають кнопку «Добавить раздел». У падаючому підменю вибирають рядок «Документация» і натискають кнопку «Создать». У специфікації з'являється відповідний заголовок і вона стає доступною для введення рядка першого документа – складального кресленика. У потрібні колонки вводять команди «*Формат*», а потім «*A1*» для кресленика, «*Обозначение*» (закінчується на букви «*СБ*») та «*Наименование*».

Найменування повинне звучати як «*Сборочный чертеж*», воно буде внесено у відповідну графу основного напису специфікації (штамп). Далі натискають кнопку «Создать объект», при цьому введений напис фіксується (його можна буде відредагувати пізніше).

Перейшовши до другого рядка розділу «Документация» специфікації, натискають кнопку «Добавить базовый объект», розташовану на інструментальній панелі «Спецификация». Унаслідок цього стає доступним для заповнення другий рядок розділу, куди вводять команди «*Формат*», а потім «*A4*» для кресленика, «*Обозначения*» (закінчується на букви «*ПЗ*»), і «*Наименование*». Останнє має звучати як «*Пояснительная записка*». Оскільки інші документи в ході виконання курсового проекту не розроблялись, то переходять до наступного розділу специфікації. Вибирають команду «Добавить раздел». У падаючому підменю вибирають рядок «Сборочные единицы → Создать» (рис. 7.11).

Оскільки відповідно до ЄСКД у графі «Наименование» специфікації записи належить розташувати в алфавітному порядку (за першим словом найменування), а ця опція діє в програмі за умовчуванням, то послідовність рядків буде змінюватися автоматично з уведенням нової позиції.

Увівши найменування складальних одиниць, натискають кнопку «Добавить раздел». У падаючому підменю вибирають рядок «Детали → Создать» й аналогічно до вже описаної процедури вводять дані про всі виготовлені деталі, у тому числі і без креслеників.

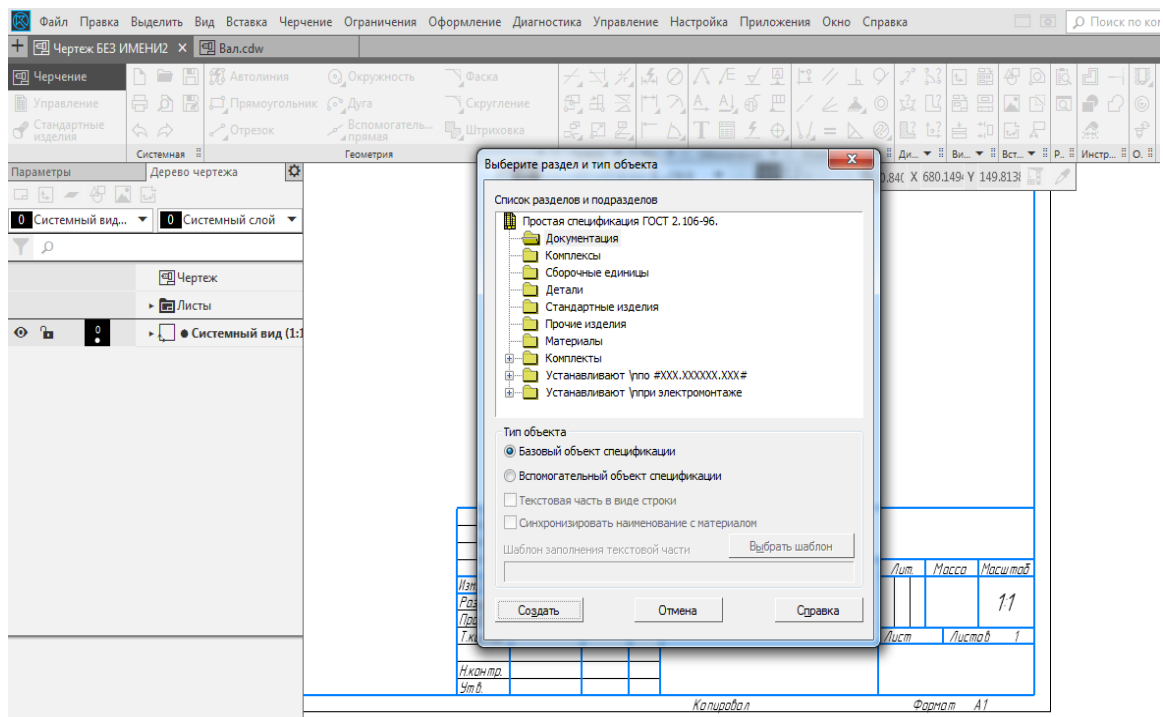
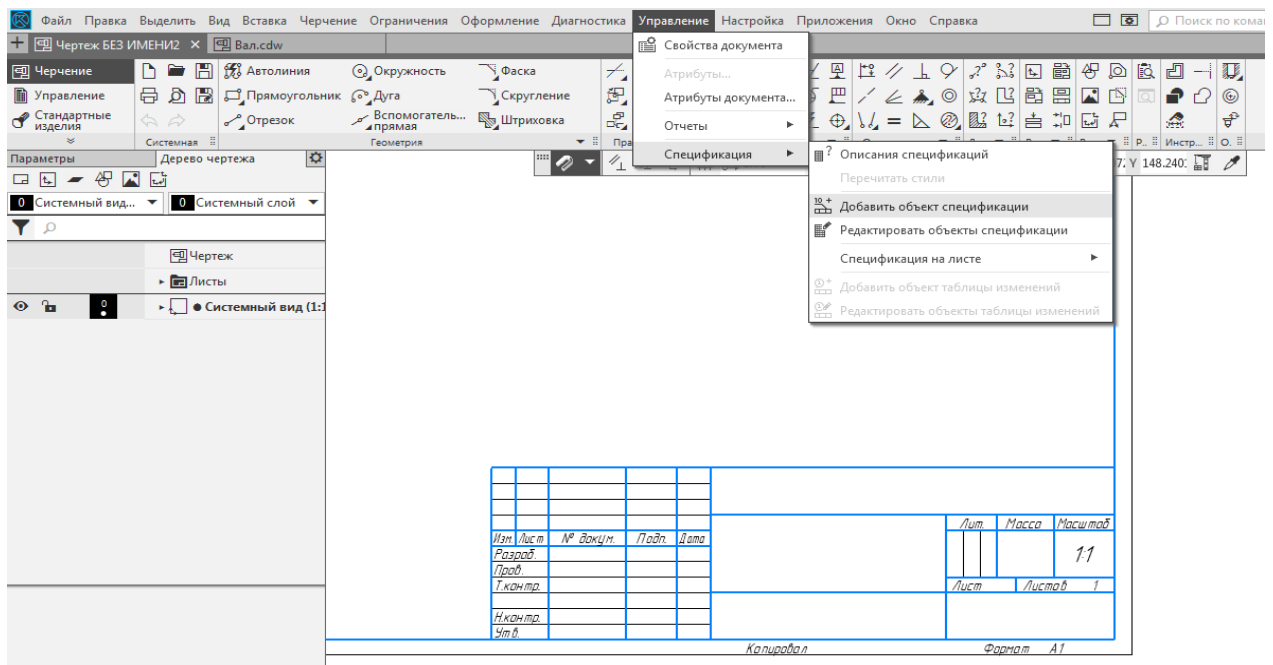


Рисунок 7.10 – Створення специфікації

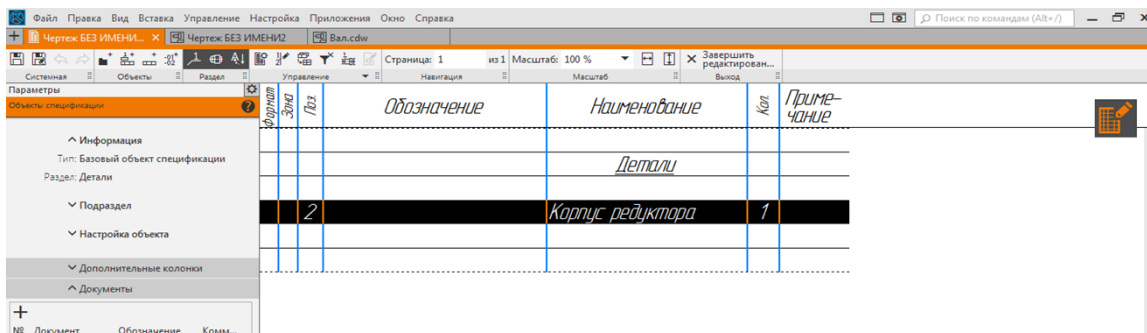
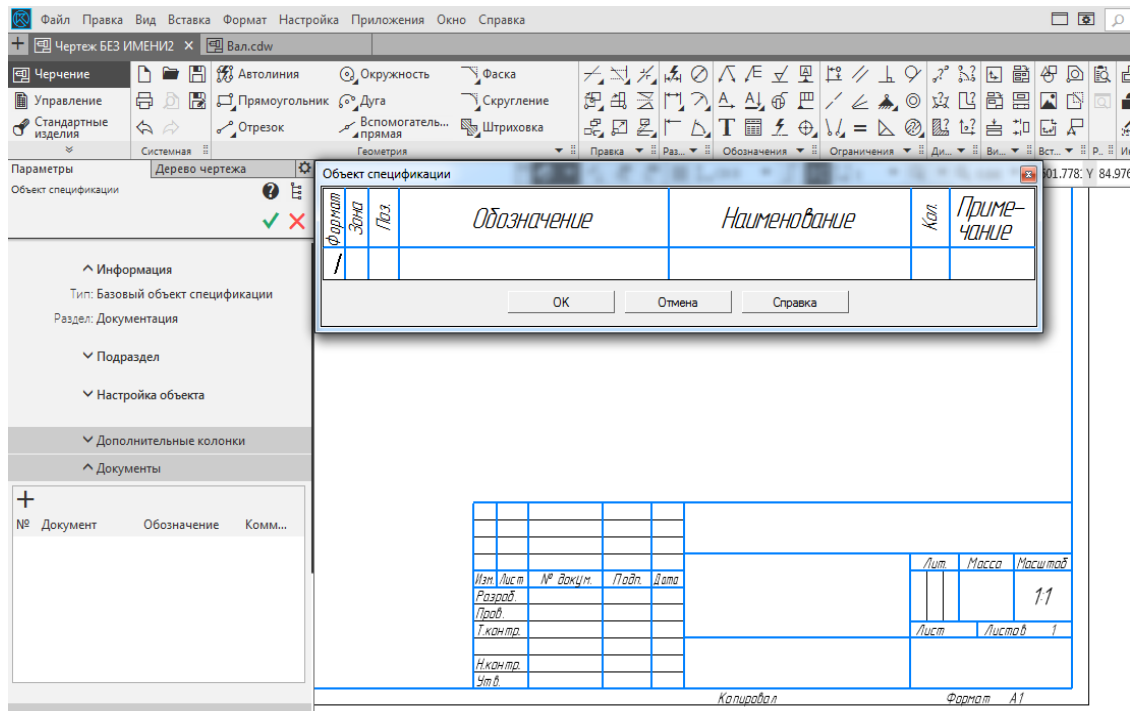


Рисунок 7.11 – Заповнення специфікації

За таких умов до графі «*Формат*» додають позначку «б/ч» (без кресленника), а в графі «*Наименование*» після назви деталі зазначають її розміри й тип стандартної заготівки, з якої вона виготовлена (наприклад, «*Лист В2*»), та матеріал (із посиланням на відповідні стандарти). Якщо деталь або складальна одиниця повторюються в конструкції, то в графі «*Кол.*» дописують їх загальну кількість.

Після переліку всіх виготовлюваних деталей переходять до стандартних, для чого додають новий розділ «*Стандартные изделия*». При внесенні найменувань подібних виробів у відповідну графу система пропонує заповнювати її автоматично відомостями про раніше введений стандартний виріб, наприклад, «*Шпилька 2 М16 х 1,5-6g х 120.109.40Х.26 ГОСТ 22034-76*». Цей запис негайно

змінюють на потрібний і натискають кнопку «Создать объект». Причому в розділі «Стандартные изделия» не заповнюють графи «Формат» і «Обозначение».

Якщо для компоновання складальної одиниці використано спеціальні матеріали, наприклад, сальникову набивку, мастило чи фарбу, то вводять ще й розділ «Материалы», який заповнюють аналогічно до описаного вище розділу «Стандартные изделия».

Після введення об'єктів, у графі «Поз.» специфікації вручну проставляють позиції, починаючи нумерувати їх з першої згори вниз у порядку зростання. Починають із дрібних складальних одиниць, далі вводять номери позицій деталей, а потім стандартних виробів і матеріалів. У тому самому порядку специфікацію переносять на складальний кресленик відповідної одиниці. Наприклад, деталь «КЦ-0,5-15 01.00.02 Вал» повинна мати на відповідному складальному кресленнику позицію 2. Тому на цьому етапі треба востаннє відредагувати клітинки властивостей «Обозначение» і «Наименование» тривимірних моделей складальних одиниць і деталей, звідки ця інформація автоматично потрапляє в кресленик. В ідеалі нумерація пунктів переліку складальних одиниць має бути зростаючою і суцільною (без пропусків) та відповідати позиціям специфікації, хоча на практиці бувають винятки, особливо при модернізації вже виготовленої машини, коли окремі деталі або проміжні одиниці вилучають з конструкції, а значить – з документації разом з позиціями, що позначають їх на кресленнику, порушивши послідовність переліку.

При виконанні курсового проекту рекомендується використовувати структуру позначення ескізних конструкторських документів, передбачену в ДСТУ 2.201–80. У наведеному вище прикладі позначення вала має також включати і позначення редуктора «КЦ-0,5-15» (редуктор конічно-циліндричний потужністю 0,5 кВт з передаточним числом 15); елементи позначення відокремлюються крапками, при цьому перша пара цифр (01), що позначає номер позиції проміжної одиниці вал (вал складений), яка входить у

редуктор; відділена крапкою друга пара (00) – номер проміжної одиниці всередині попередньої (усередині вала, в нашому випадку, таких немає); третя пара цифр (02) – це номер позиції деталі (вала) в проміжній одиниці (складеному валі). У разі потребі наприкінці позначень дописують буквенний код документа, наприклад *СБ* або *ПЗ*.

Розміри таблиці специфікації припускають виконувати кратними кроку друкуючих пристроїв.

Щоб оглянути специфікацію в звичному вигляді, натискають кнопку «Разметка страниц». Для редагування специфікації в будь-який момент можна перейти до режиму «Нормальный», навести курсор на потрібний рядок і двічі натиснути на ліву кнопку миші, а потім змінити записи. Якщо рядок не активізувати, а натиснути кнопку «Добавить базовый объект», то відкриється меню команди «Добавить раздел» (програма таким чином сприймає наміри користувача).

Насамкінець графі основного напису (штампу) специфікації заповнюють так само, як заповнювали основний напис кресленика, відмінність тільки в тому, що графа «Обозначение» не повинна містити в кінці букв «СБ», а «Наименование» – не мати фрази «Сборочный чертеж».



Питання для самоконтролю

- 1 Файли якого типу використовують для моделювання складальних одиниць у програмі КОМПАС?
- 2 За допомогою яких кріпильних елементів з'єднують деталі й проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?
- 3 Який з валів редуктора має найменший діаметр?
- 4 У якій бібліотеці системи розміщено тривимірні моделі підшипників кочення?

5 Яким чином засобами програми КОМПАС отримують точне значення товщини прокладки або ущільнення з використанням тривимірної моделі складеного редуктора?

6 За допомогою яких кріпильних елементів з'єднують деталі та проміжні складальні одиниці у файлі тривимірної моделі редуктора?

7 Які бувають типи кришок підшипникових вузлів?

8 У якій бібліотеці програми КОМПАС розташовані зображення кріпильних елементів?

9 Яким чином виконують отвір у фланцях кришки та корпусу редуктора під конусний штифт?

10 Які способи змащування зубчастих зачеплень використовують у редукторах?

11 Що таке основний напис і як його заповнювати?

12 Розміри яких основних типів треба проставляти на складальних креслениках?

13 За допомогою якої операції виконують місцевий розріз на кресленику?

14 Чи повинні розміри на складальних креслениках містити допуски на виготовлення деталей?

15 Як вибираються допуски на розміри спряжень деталей?

16 Які способи змащування зубчастих зачеплень використовують у редукторах?

17 На якій стадії виготовлення конструкторської документації доцільно проставляти позиції деталей та дрібних складальних одиниць редуктора?

18 Які розміри називають довідковими та як їх наносять на кресленні?

19 Які показники входять до технічної характеристики кресленика редуктора?

20 Яким чином формулюються технічні вимоги на складальних креслениках?

21 Що являє собою специфікація в системі конструкторської документації та яку їй відведено роль?

22 З яких основних розділів складається специфікація?

23 Чи вносять до складу специфікації деталі, на які не виконують кресленики?

24 Яку назву складального кресленика складальної одиниці подають у графі «Найменування» основного напису?

25 Який документ регламентує правила заповнення специфікації?

26 Способи створення специфікації складального кресленика.

27 У якому порядку нумерують позиції при заповненні специфікації?

28 Що вказують у графі «*Примечание*» специфікації?

29 У якому режимі відображення інформації можна редагувати специфікації у програмі КОМПАС?

30 Як вивести на друк кресленик та таблиці специфікації?

8 ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

8.1 Основні правила оформлення робочого кресленика

Майбутні фахівці повинні виконувати всі графічні роботи відповідно до діючих державних стандартів України (ДСТУ), стандартів підприємства (СТП 2.1–2005) та системи міждержавних стандартів Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД).

Робочі кресленики (на підприємствах їх називають деталюванням) виконуються в прикладній програмі КОМПАС-График аналогічно складальним, але відрізняються від них кількома моментами.

Перш за все, у робочих креслениках використовують тільки три види розмірів:

- а) виконавчі, за якими деталь виготовляється;
- б) габаритні, якщо вони не збігаються з виконавчими;
- в) транспортувальні, якщо деталь великогабаритна, а її безпечне переміщення потребує спеціальних вказівок.

Виконавчі розміри повинні мати допуски на виготовлення, для них зазвичай використовують буквено-цифрове позначення (вікно «Квалитет и поле допуска») відповідно до ЄСКД, а в круглих дужках записують числові відхилення від номінального розміру, як це показано на рис. 8.1 у застосуванні до правого посадкового місця вала під підшипник (на екрані це виділено кольором).

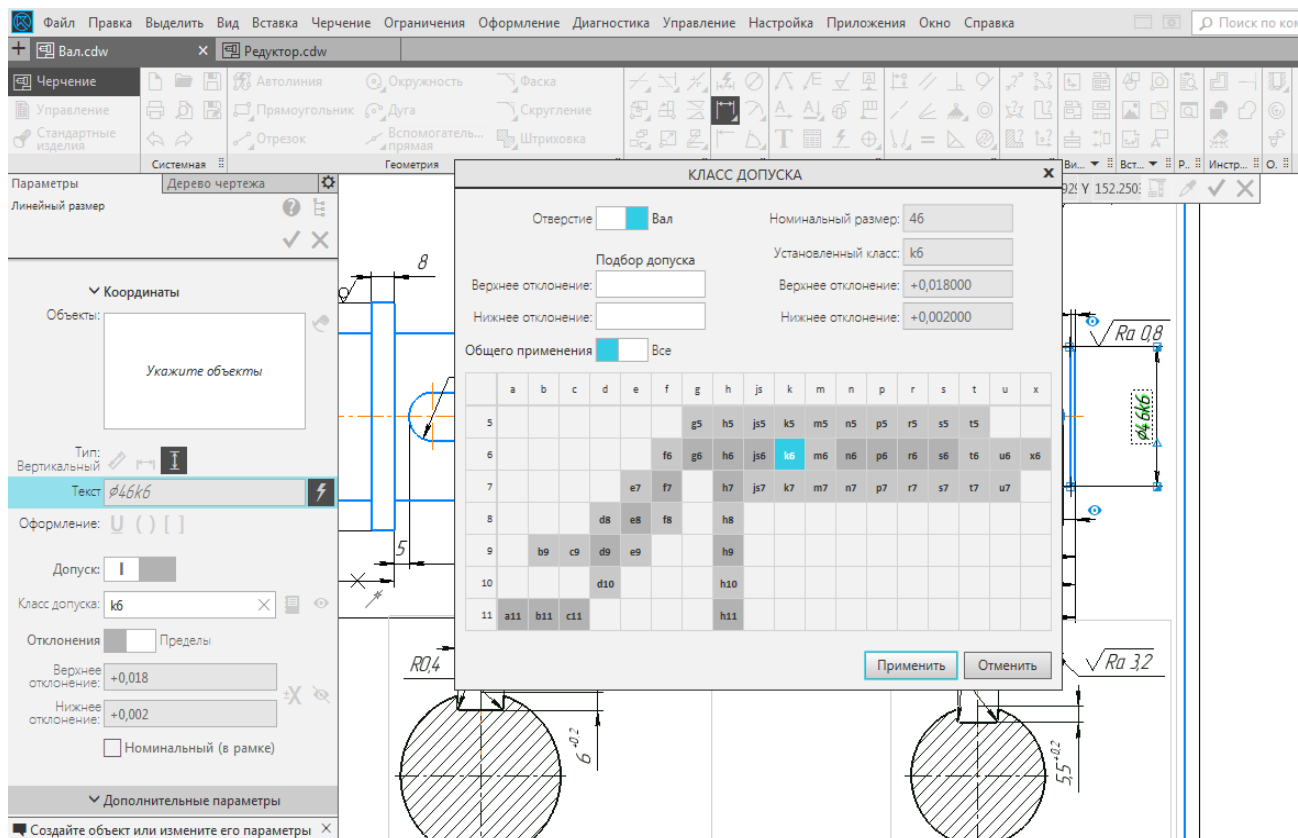


Рисунок 8.1 – Простановка числовых відхилень від номінального розміру

До того ж команда «Линейные размеры» має бути виконана таким чином, щоб одна з ділянок складеної деталі (наприклад, вала) залишалася без розміру, але обов'язково стояв замикальний розмір (звичайно габаритний), як того вимагають правила розрахунку розмірних ланцюгів. Перед числовими значеннями розмірів типу «Диаметральный размер» неодмінно повинен міститися значок діаметра \varnothing , а перед параметром «Радиальный размер» – латинська буква R . Користуючись інструментом «Угловые размеры», величини виражають у градусах, хвилинах і секундах, хоча таку градацію система робить за умовчуванням автоматично і це можна змінити. Якщо поряд з розміром необхідно подати додаткові вказівки, то їх вводять у падаючому вікні справа, яке відкривається натисненням кнопки «Текст» (рис. 8.2).

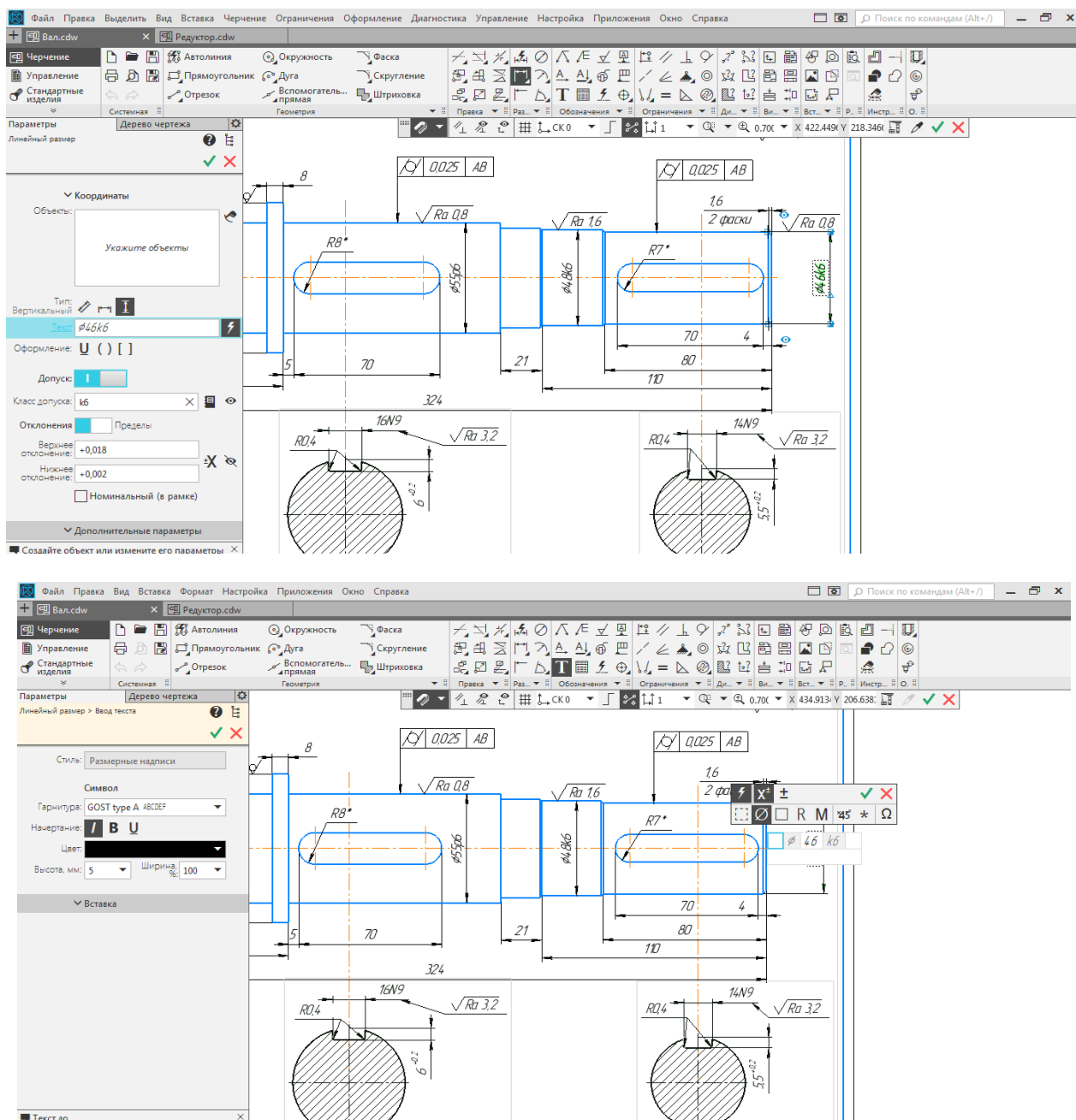


Рисунок 8.2 – Простановка дополнительных указов поряд з розміром

По-друге, на робочому кресленнику спеціальним знаком за ДСТУ 2.309-93 (з урахуванням зміни № 3), користуючись командою «Шероховатість» інструментальної панелі «Обозначения», обов'язково проставляють величини шерсткості основних оброблюваних поверхонь, а в правому верхньому кутку креслення має стояти символ непозначеної шерсткості (рис. 8.3). Його вводять з меню «Оформление → Неуказанная шероховатость → Задать», як правило, редагувати її розташування на кресленнику не потрібно.



Рисунок 8.3 – Простановка шерсткості основних оброблюваних поверхонь

По-третє, дуже часто робочий кресленик містить знаки, які вводять з меню «Допуск форми» на панелі «Обозначения». У цієї команди є власне підменю для формування й заповнення таблиці допуску форми, а також її прив'язки до контурів деталі. Цілком посильним виявляється самостійне опанування методики складання й заповнення її клітинок (рис. 8.4).

Позначення «База» з тієї самої інструментальної панелі мають бути розміщені на осях чи поверхнях, якщо існують посилання на допуски форми або технічні умови, і бажано

робити це до введення таблиць з меню «Допуск формы». Тоді зручно користуватися командою «Таблица» на панелі інструментів «Свойства», розміщеній у нижній частині екрана, виконання цієї команди відбувається в напівавтоматичному режимі.

По-четверте, нижня середня графа основного напису (штампа) в обов'язковому порядку повинна містити відомості про матеріал, з якого виготовлятиметься деталь, але ця інформація автоматично передається з файлу тривимірної моделі деталі.

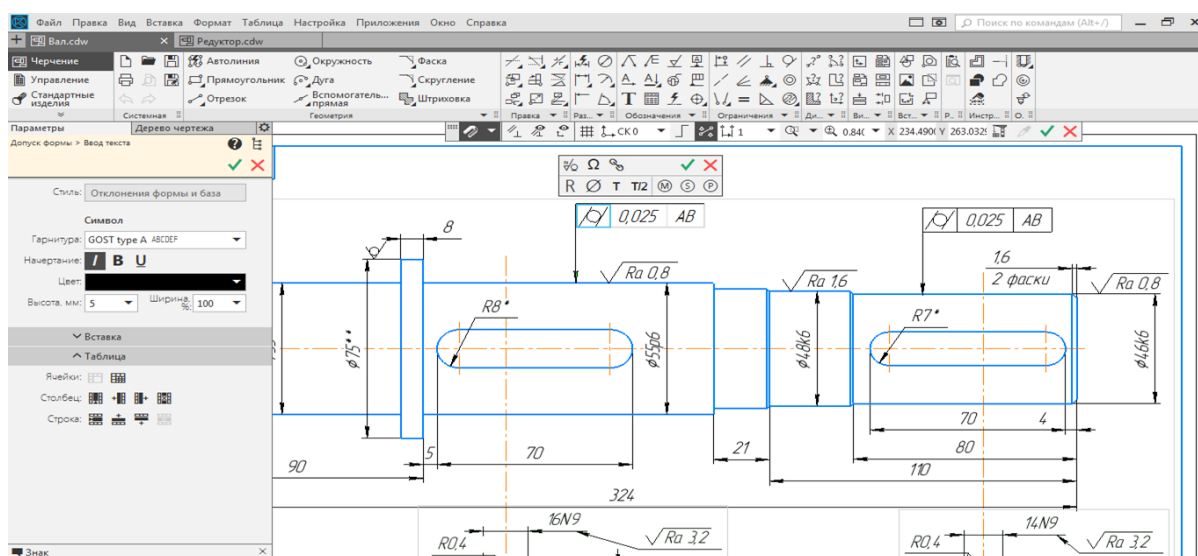


Рисунок 8.4 – Простановка знаків, які вводять з меню «Допуск формы»

8.2 Розрахунок допусків форми і розташування поверхонь деталей

Допуски, які стосуються дотримання форми деталей, розташування їхньої поверхні, значною мірою залежать від розміру кожної й величини допуску на розмір [8, т. 1, с. 414].

Знак умовного зображення допуску форми завжди розміщують у лівій клітинці таблиці «Допуск формы». У наступній клітинці (найімовірніше середній) записують числове значення допуску (мм). У правій клітинці (якщо є потреба) розміщують буквене позначення бази (осі або поверхні), для якої задано допуск. Умовні позначення

допусків форми і розташування поверхонь наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Умовні позначення допусків форми та розташування поверхонь

Допуск	Знак	Допуск	Знак
Прямолінійності	—	Круглості	○
Співвісності	◎	Циліндричності	⌀
Паралельності	//	Відхилення від площинності	□
Перпендикулярності	⊥	Профілю поздовжнього перерізу	=
Симетричності	≡	Радіального биття, торцевого биття або биття у заданому напрямку	↗
Позиційний	⊕	Перетину осей	×

ГОСТ 2.308-79 установлено такі правила нанесення на кресленнях деталей умовних позначень баз, допусків форми і розташування:

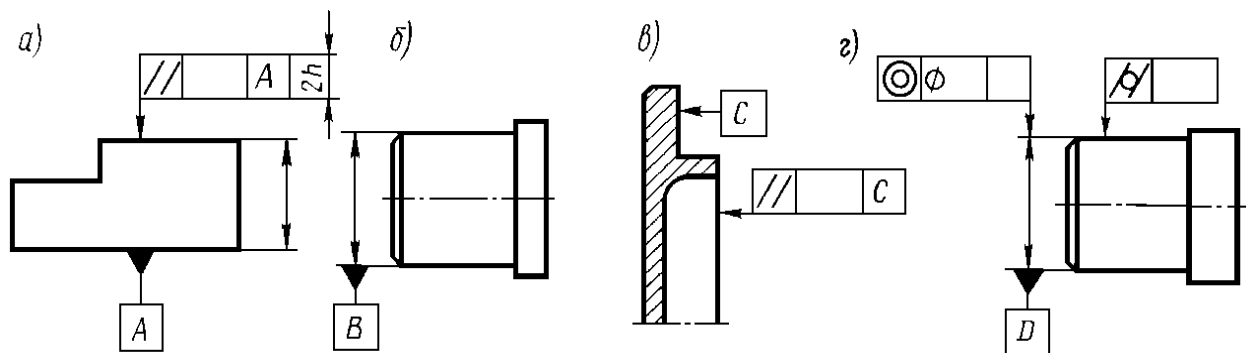
– якщо базою є поверхня, а не вісь, то зачернений трикутник повинний розташовуватися на достатній відстані від кінця розмірної лінії (рис. 8.5 а);

– якщо базою є вісь або площина симетрії, то зачернений трикутник розташовують наприкінці розмірної лінії (рис. 8.5 б);

– якщо немає необхідності призначати базу, замість зачерненого трикутника застосовують стрілку (рис. 8.5, в);

– якщо допуск відноситься до поверхні, а не до осі елемента, то стрілку розташовують на достатній відстані від кінця розмірної лінії (рис. 8.5, а, г);

– якщо ж допуск відноситься до осі або площини симетрії, то кінець сполучної лінії повинний збігатися з продовженням розмірної лінії (рис. 8.5, г).



а) базою є поверхня; б) базою є вісь або площина симетрії;
в, г) застосування стрілки замість бази

Рисунок 8.5 – Приклади нанесення на кресленнях деталей умовних позначень баз, допусків форми і розташування поверхонь

У застосуванні до валів і шпонкових отворів варіанти визначення деяких допусків форми і розташування поверхонь наведено в табл. 8.2, 8.3, 8.4.

Ступінь точності співвісності і перпендикулярності циліндричної поверхні під зубчасте колесо можна приблизно приймати на рівні ступеня точності зубчастої передачі.

Таблиця 8.2 – Величини допусків розмірів за квалітетом
У мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Квалітет														
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3...6	2	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	430	750	1200
6...10	2	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
10...18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
18...30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
30...50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
50...80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
80...120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
120...180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
180...250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
250...315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
315...400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
400...500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Таблиця 8.3 – Величини допусків за ступенем точності співвісності

У мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Ступінь точності співвісності				
	5	6	7	8	9
18...30	10	16	25	40	60
30...50	12	20	30	50	80
50...120	16	25	40	60	100
120...250	20	30	50	80	120
250...400	25	40	60	100	160

Таблиця 8.4 – Величини допусків за ступенем точності перпендикулярності

У мкм

Інтервал розміру деталі, мм	Ступінь точності перпендикулярності				
	5	6	7	8	9
16...25	4	6	10	16	25
25...40	5	8	12	20	30
40...63	6	10	16	25	40
63...100	8	12	20	30	50
100...160	10	16	25	40	80
160...250	13	20	32	50	90
250...400	16	25	40	60	100



Питання для самоконтролю

- 1 Назвіть основні типи розмірів, що наносяться на робочих креслениках.
- 2 За допомогою якої операції виконують виносний елемент на кресленику?
- 3 Чи повинні розміри на робочих креслениках мати допуски на виготовлення складальної одиниці?
- 4 Які допуски стосовно форми деталі позначають на робочих креслениках?

5 Яким чином встановлюють шорсткість поверхні деталі, на кресленику якої не стоїть відповідний знак?

6 Які вимоги ставлять до зображень деталі на робочому кресленні?

7 Назвати місце розміщення й послідовність запису технічних вимог на робочому кресленні деталі.

8 Які є параметри оцінки шорсткості поверхні деталі?

9 Якими знаками позначають шорсткість поверхні деталі? Навести приклади застосування їх.

10 Як визначити масу деталі, зображеної на робочому кресленику?

9 СКЛАДАННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Мета розділу – ознайомити студента з вимогами до змісту та оформлення пояснювальної записки курсового проекту.

Виконавши необхідні розрахунки і створивши тривимірні моделі, скомпонувавши складальні та робочі кресленики, а також склавши специфікацію, переходять до написання (оформлення) пояснювальної записки. Для цього використовують чорнові записи всіх здійснених раніше обчислень.

9.1 Рекомендований зміст пояснювальної записки

Насамперед створюють файл програми КОМПАС у форматі «Текстовый документ» і натискають кнопку «Разметка страниц» для роботи у звичному режимі (на відміну від складання специфікації, при створенні текстових документів прийоми роботи нічим не відрізняються від режиму «Нормальный»). Оскільки першим у пояснювальній записці має бути титульний аркуш, а останнім – «Лист регистрации изменений», то спочатку налаштовують текстовий документ. Для цього в меню «Настройка» вибирають команди «Параметры → Новые документы → Оформление листов». Потім у верхній частині падаючого підменю «Первый лист» вибирають із переліку рядок «Титульный лист. ГОСТ 2.105-95», а на завершення двічі клацають кнопкою «ОК» (рис. 9.1). У верхньому вікні підменю з'являється позначення титульного аркуша. Аналогічно в нижньому вікні «В конце документа» вибирають тип основного напису і рядок «Лист регистр. измен. (вертик.) Посл. листы. ГОСТ 2.503-90 ФЗ.», а потім тричі клацають кнопкою «ОК».

Виконання тексту як звичайно починають з титульної сторінки, а потім на першому текстовому аркуші розміщують заголовки «ЗМІСТ», рекомендовану структуру якого для курсового проекту подано далі.

Перший розділ пояснювальної записки зветься «ВСТУП», у ньому слід сформулювати мету виконання проекту, обґрунтувати актуальність роботи і конкретизувати поставлене завдання щодо об'єкта проектування, його призначення та основні технічні характеристики.

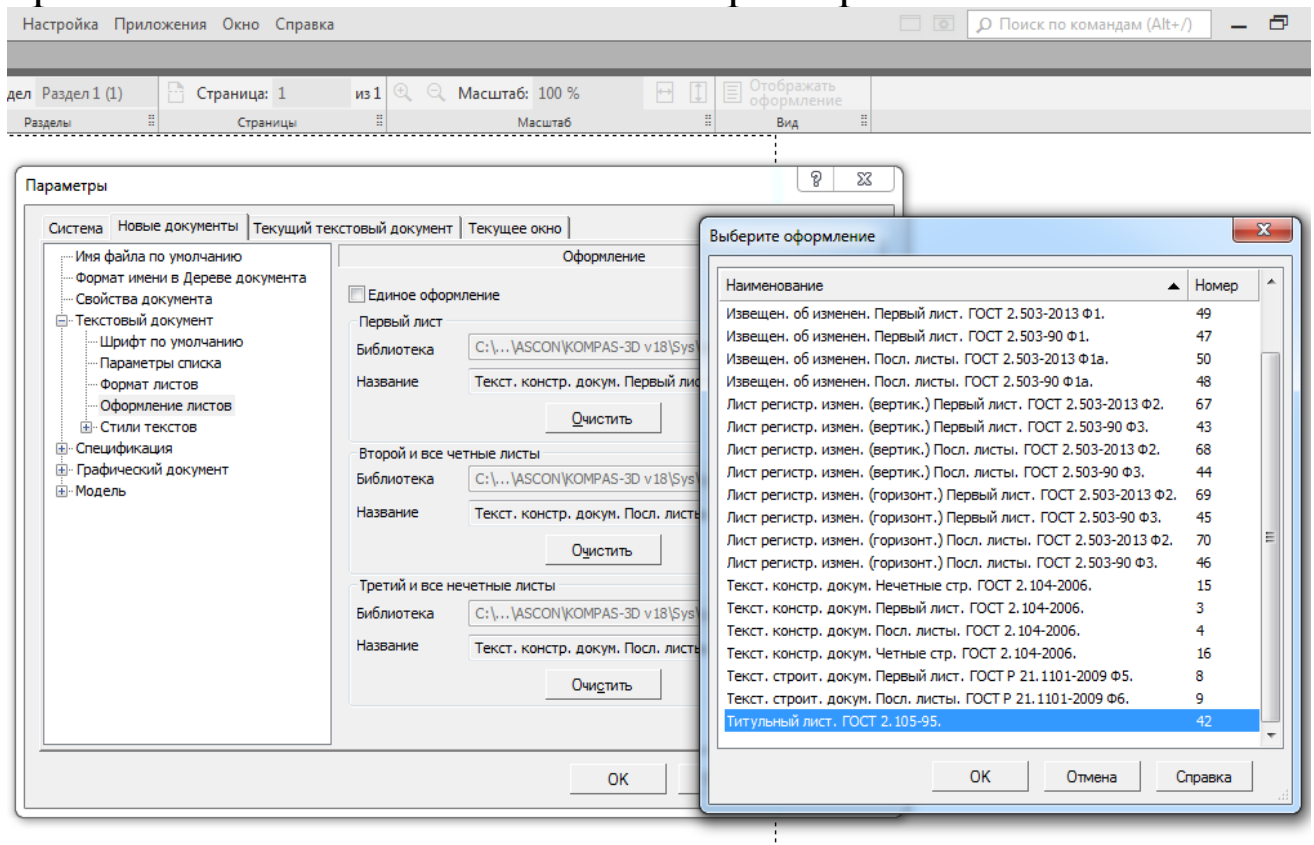


Рисунок 9.1 – Створення текстового документа

Перший нумерований розділ пояснювальної записки повинен містити технічне завдання на виконання проекту, а останній – описувати створені в процесі роботи над проектом графічні матеріали (кресленики).

У тексті належить подати розрахункові формули, таблиці й рисунки з поясненням послідовності обчислень, а також отримані результати.

При роботі з текстовим документом доступні всі основні можливості, що є стандартом де-факто для сучасних

текстових редакторів: робота з растровими й векторними шрифтами, вибір параметрів шрифту (розмір, нахил, накреслення, колір і т.д.), вибір параметрів абзацу (відступи, міжрядковий інтервал, вирівнювання і т.д.), уведення спеціальних знаків і символів, надрядкових і підрядкових символів, індексів, дробів, вставка малюнків (графічних файлів КОМПАС), автоматична нумерація списків (у тому числі з різними рівнями вкладеності) і сторінок, пошук і заміна тексту, формування таблиць.

Рекомендована структура пояснювальної записки:

Титульний лист.

Відомість курсового проекту.

Завдання на проект.

Реферат.

Зміст.

Вступ.

1 Призначення та область застосування привода.

2 Технічна характеристика привода.

3 Опис і обґрунтування обраної конструкції.

4 Кінематичний та силовий розрахунок привода.

5 Розрахунок зубчастих передач.

6 Розрахунок валів.

6.1 Орієнтовний розрахунок валів.

6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компоновання редуктора.

6.3 Наближений розрахунок веденого вала.

7 Підбір підшипників.

8 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок.

9 Розрахунок системи змащення.

10 Обґрунтування та вибір посадок.

Висновок по курсовому проекту.

Список літератури.

Додаток А. Результати розрахунку зубчастих передач.

Додаток Б. Ескізна компоновка редуктора.

Можливе створення стилів тексту й стилів оформлення текстового документа для швидкого форматування документа. Фрагменти тексту, що часто зустрічаються, можуть бути збережені для наступного швидкого введення. Передбачена можливість автоматичної заміни помилково введених латинських символів на кириличні й навпаки.

Файл потрібно зберегти під упізнаним ім'ям, наприклад, «Пояснювальна записка.kdw», при цьому іконку й розширення файлу програма КОМПАС додасть автоматично.

9.2 Оформлення пояснювальної записки

Програма КОМПАС автоматично формує заповнюваний простір (поле) аркуша, розміщуючи на ньому текст і нумеруючи сторінки, але користувач має стежити за рештою елементів оформлення (зразок у додатку Н) [20].

Текст належить набирати шрифтом відповідно до ГОСТ 2.304-81, який за умовчуванням у програмі позначений GOST type AU, його висота становить 5 мм без звуження, крок рядків дорівнює 7 мм, вирівнювання відбувається по ширині сторінки, абзацний відступ – 17 мм. Можна використовувати також шрифт Times New Roman або Arial 14-го розміру літер через півтора інтервалу з тими самими параметрами форматування при наборі тексту в програмі MS Word, але з наступним переносом його в програму КОМПАС.

Форматування тексту, нумерація текстових пунктів, виконання рисунків і таблиць відбувається за ДСТУ 2.105-95 (розділ «Загальні вимоги до текстових документів»), який зумовлює описані нижче особливості оформлення записки.

На позначення градусів «°», арифметичних дій – множення «×», плюс-мінус «±» та множення у вигляді крапки (в одиницях вимірювання, наприклад, Н·м) або у формулах використовують решту виділених на рис. 9.2 символів. Як роздільник між цілою та дробовою частинами числа (десятькового дробу) належить застосовувати тільки кому.

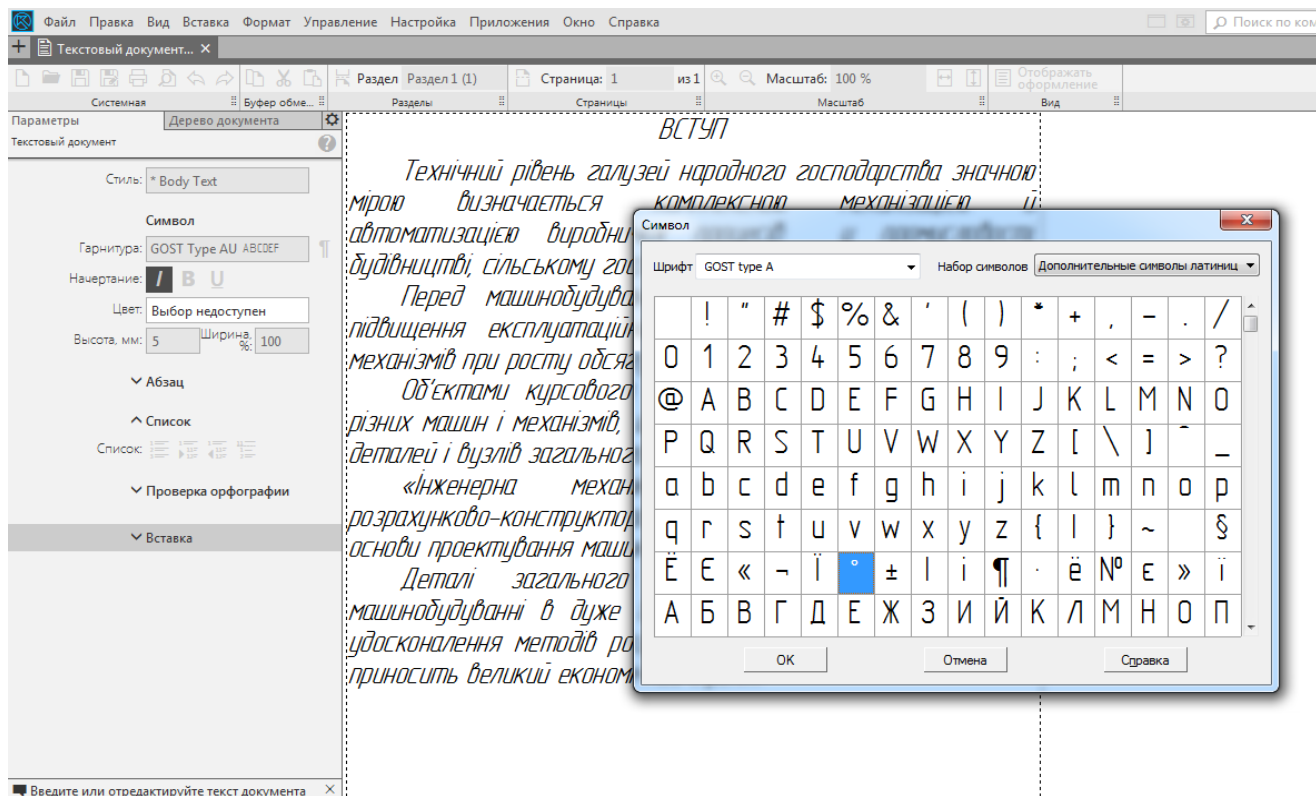


Рисунок 9.2 – Оформлення текстового документа

Написання звичайних дробів та індексів (верхніх і нижніх) відбувається у режимі «Нормальная высота». Символи квадратного або кубічного коренів беруть з меню «Спецзнак», а потім застосовують функцію «Простановка размеров», як це зображено на рис 9.3.

У формулах належить застосовувати позначення символів, установлених відповідними державними стандартами. Пояснення символів і числових коефіцієнтів, що входять у формулу, якщо вони не були пояснені в тексті раніше, треба подати одразу після неї. Причому, кожен символ та пояснення до нього починають з нового рядка відповідно до послідовності запису у формулі. Перший рядок пояснення починається з абзацу словом «де» без двокрапки після нього. Перед формулою і після неї пропускають рядок. Формули розташовують посередині сторінки, а нумерують праворуч у круглих дужках, якщо на них є посилання в тексті.

Номер формули складається з номера розділу і власного порядкового номера. У тексті можуть уживатися короткі формули, але подавати величину окремих параметрів у

вигляді формули (наприклад, $l = 100 \text{ мм}$) не можна. Це роблять описово, наприклад, «... довжина плеча дорівнює 100 мм» або «... відстань від центра підшипникової опори до середини колеса становить 150 мм».

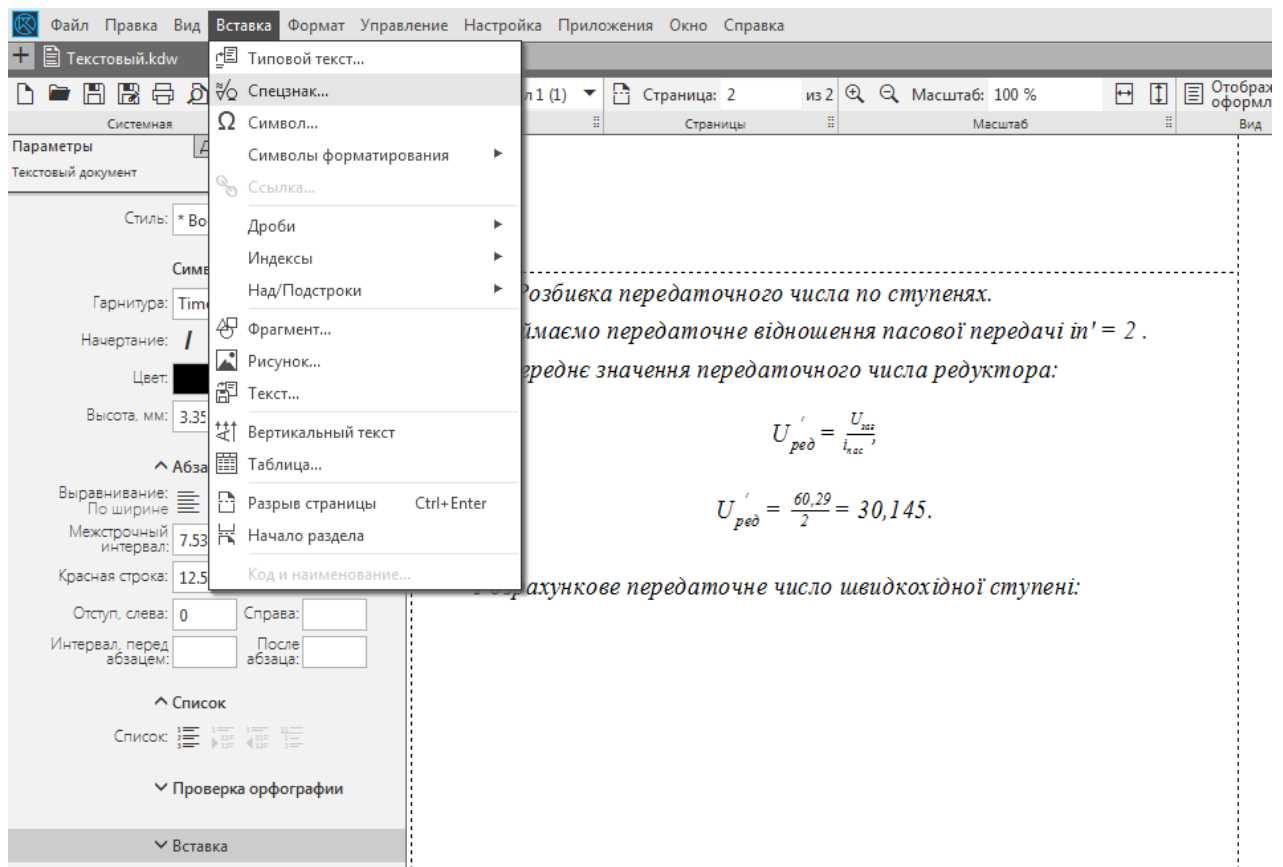


Рисунок 9.3 – Оформлення спецзнаків текстового документа

Формули (всі) – це продовження тексту, тому між ними і текстом уживають ті самі розділові знаки, що й у реченнях. Одну від одної формули відокремлюють комою або (частіше) крапкою з комою, а після останньої в блоці формули ставлять крапку. У кінці рядка перед формулою не ставлять двокрапки, якщо в реченні немає слова, що узагальнює.

Між текстом перед формулою і текстом після неї залишають по одному порожньому рядку.

Рисунки краще робити у файлах програми КОМПАС-Графік формату «Фрагмент» (п. 9.1), зберігаючи в папці з файлами курсового проекту, а потім вставляти в потрібне місце текстового документа, використовуючи меню «Вставка → Фрагмент» (рис. 9.4). Коли розміри вставленого

фрагмента або його кутове розташування не узгоджуються із задумом автора, то, виділивши курсором цей фрагмент, двічі натискають ліву кнопку миші й у падаючому контекстному меню вибирають рядок «Параметры вставки», який викликає підменю для встановлення потрібних значень масштабу й кута повороту зображення (рис. 9.5). Можна також вставляти з файлів і точкові (растрові) рисунки стандартного формату.

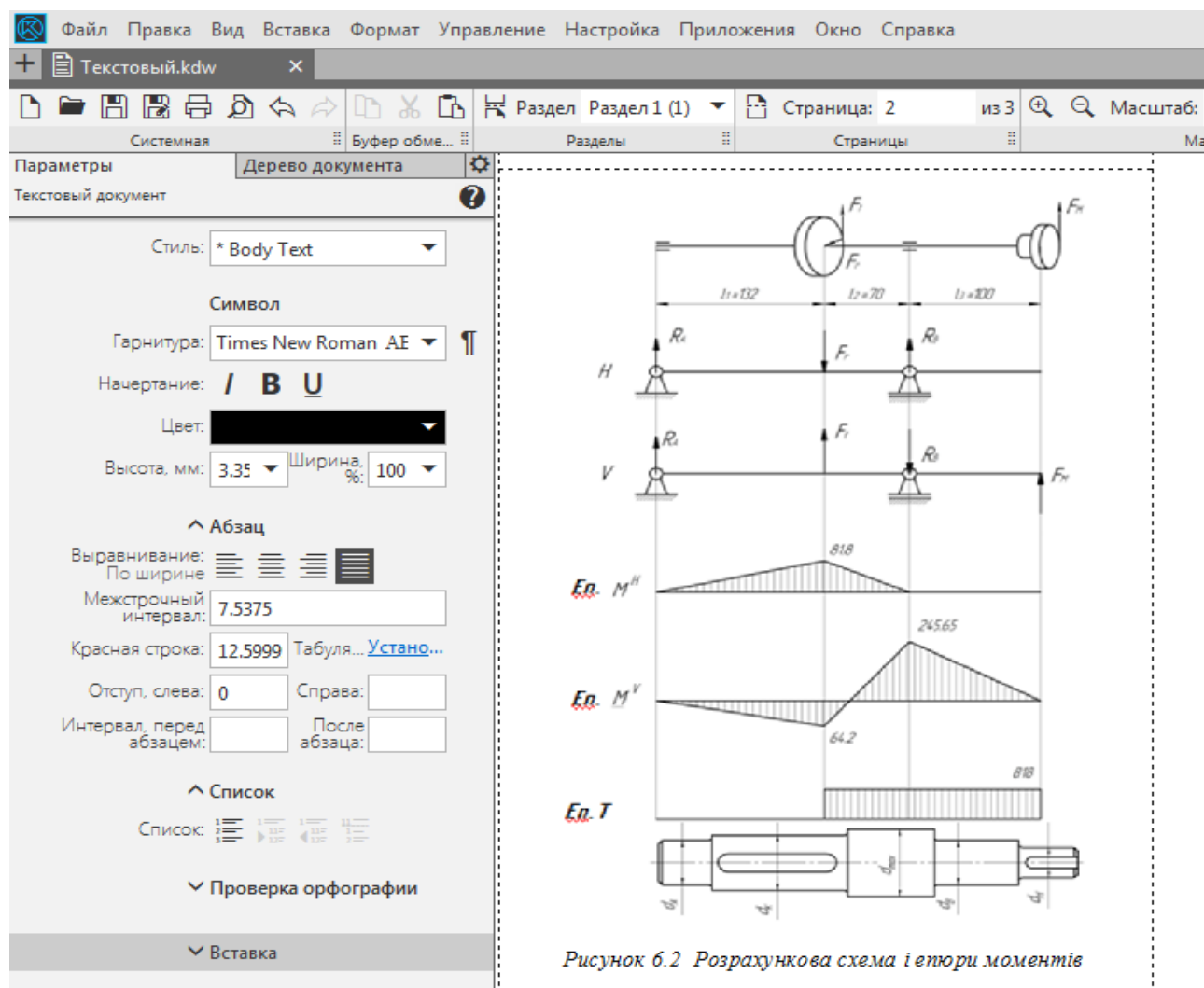


Рисунок 9.4 – Вставка рисунків у текстовий документ

Підрисунковий напис починається зі слова «Рисунок», а далі після нерозривного пробілу записують його номер, потім, користуючись нерозривним пробілом, вживають тире «—», далі ще один нерозривний пробіл, а потім іде назва рисунка з великої букви, наприклад, *Рисунок 6.1 – Вал-шестірня* (крапка в кінці запису не ставиться). Між текстом і рисунком, а також між підрисунковим написом і текстом

залишають пропущений рядок. Якщо рисунок має проставлені на кресленику позиції або інші позначення, то їх треба розкрити перед підрисунковим написом. Номер рисунка складається з номера розділу й власного порядкового номера.

Таблиці нумерують так само, як і рисунки, але їх заголовок пишеться з абзацу перед заголовною частиною кожної, наприклад, *Таблиця 6.1 – Величина радіального проміжку* (без крапки в кінці). Між текстом і заголовком таблиці, заголовком і таблицею, а також між таблицею і подальшим текстом теж залишають пропущений рядок.

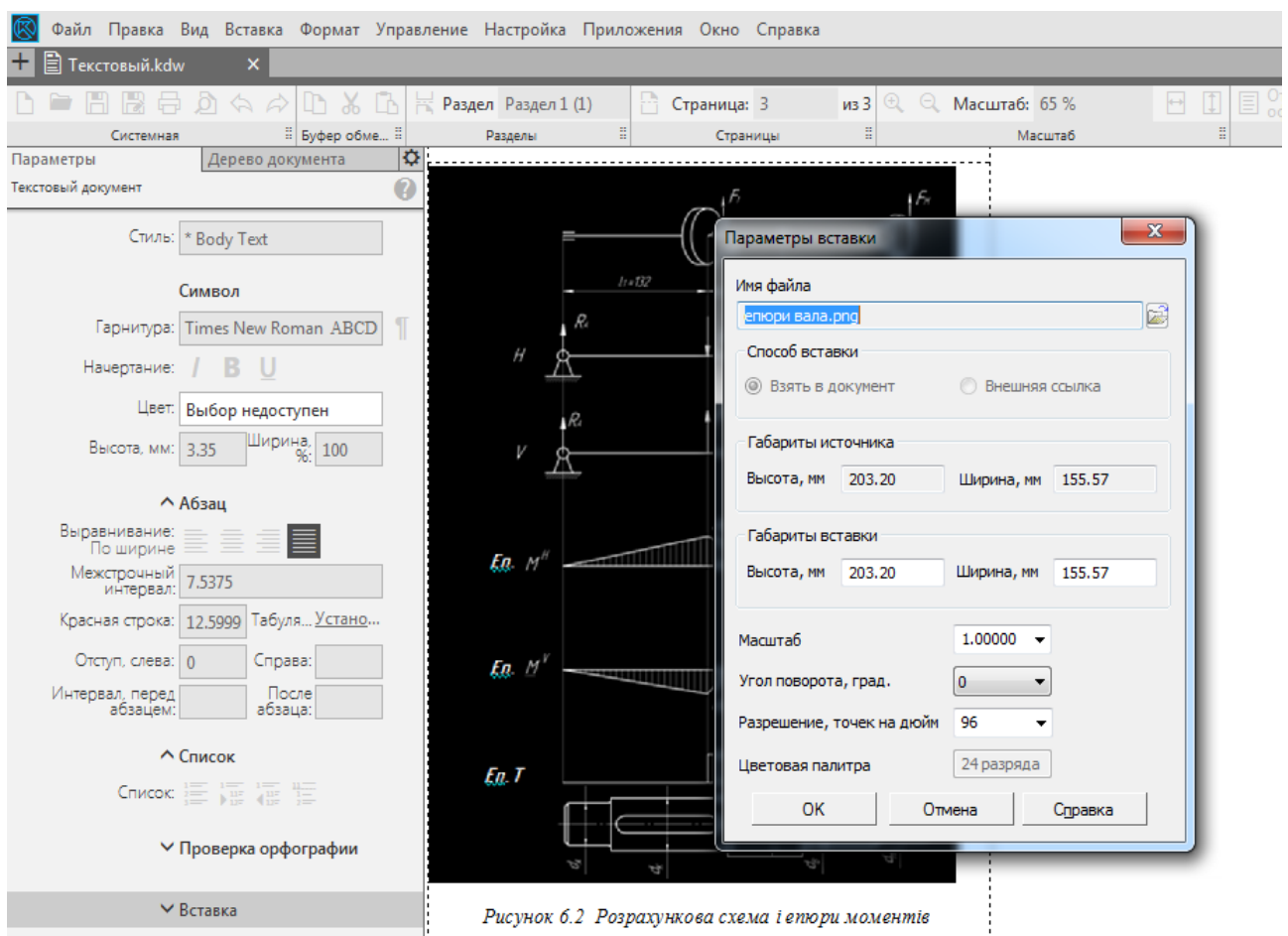


Рисунок 9.5 – Редагування рисунків у текстовому документі

У тексті пояснювальної записки допускаються посилання на різні літературні джерела, стандарти, технічні умови та інші документи. Посилання можна робити на документ у цілому або на його розділи й додатки. На підрозділи, пункти, таблиці та ілюстрації посилатись не рекомендується, за

винятком підрозділів, пунктів, таблиць та ілюстрацій самого документа (пояснювальної записки).

На окремому аркуші подають перелік використаних літературних джерел (він починається із заголовка «СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ» великими літерами), розміщуючи його перед аркушем реєстрації змін. Посилання на порядковий номер конкретного літературного джерела в списку літератури записують у тексті арабськими цифрами в квадратних дужках, наприклад, «[10]».

Заповнення основного напису (штампа) виконують аналогічно до складальних креслеників і тільки на першій сторінці. Відмінність у тому, що замість букв «СБ» у графі «Обозначение» треба ставити «ПЗ», а замість фрази «Сборочный чертеж» у графі «Наименование» пишуть «Пояснительная записка». Звичайно корисно перевірити текст на помилки з погляду граматики і орфографії, скориставшись командою «Правописание».

Крім програми КОМПАС пояснювальну записку можна також виконати у програмі Word за правилами оформлення текстових документів (ГОСТ 2.104).



Питання для самоконтролю

1 У файлах якого типу належить оформляти пояснювальну записку до курсового проекту?

2 Які шрифти застосовуються при оформленні пояснювальної записки?

3 Як у текстовий документ програми КОМПАС можна вставити векторний або растровий рисунок?

4 Як у текстовий документ програми Word можна вставити векторний або растровий рисунок?

5 Правила оформлення рисунків у тексті пояснювальної записки.

6 Правила оформлення таблиць у тексті пояснювальної записки.

7 Відмінність оформлення текстових документів у програмах КОМПАС та Word.

8 Правила заповнення основного напису у тексті пояснювальної записки.

9 Якими документами користуються при оформленні пояснювальної записки з курсового проектування?

10 Яким чином оформлюються посилання на різні літературні джерела, стандарти, технічні умови та інші документи?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Деталі машин [Текст]: підручник : затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978– 966– 2007– 28– 2.

2 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стер. - Электрон. текстов. дан. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 1 файл ; 496 с.

3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – Электрон. текстов. дан. – М.: Высшая школа, 1998.

4 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.

5 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Текст]: [учеб. пособие для техн. вузов] / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х. : Основа, 1991. – 275 с.

6 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие/ Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., испр. и доп. – Электрон. текстов. дан. – Х.: Основа, 1991. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

7 Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

8 Анурьев В.И.Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В. И. Анурьев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.1 / ред. И. Н. Жесткова. – 8-е изд. перераб. и доп. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 920 с.

9 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс] : в 3-х т. / В. И. Анурьев. - Электрон. текстовые дан. - М.: Машиностроение

Т.2 / ред. И. Н. Жесткова. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 912 с.

10 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс] : в 3-х т. / В.И. Анурьев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.3 / ред. И.Н. Жесткова. - 2001. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 864 с.

11 Богуславский А.А. Учимся моделировать и проектировать в КОМПАС-3D LT [Электронный ресурс] : учеб. пособие / А. А. Богуславский. - Электрон. текстовые дан.

12 Зубчатые передачи [Текст]: справочник / ред. Е.Г. Гинзбург. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1980. - 415 с.

13 Кудрявцев Е.В. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем [Электронный ресурс] / Е. В. Кудрявцев. - Электрон. текстовые дан. - М.: ДМК Пресс, 2008. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 400 с.

14 Орлов П.И. Основы конструирования [Текст] : справочно-методическое пособие: в 2-х кн. / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. - 3-е изд., испр. - М. : Машиностроение, 1988. Кн. 2. - 1988. - 542 с.

15 Тематична колекція з програми КОМПАС-3D [Электронный ресурс]. - Електрон. текстові дані (10 файлів). - [Мелітополь]: [б. и.], [2012]. - 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).

16 Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов/ Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – Киев: Вища школа, 1979.– 128 с.

17 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. В. Багаев. - Электрон. текстовые дан. - Ковров: [б. и.], 2003 - Ч. 1: Введение в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2003. - 1 эл. опт.диск (CD-ROM); 42 с.

18 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие: [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. Б. Багаев, А. С. Осипов. - Электрон. текстовые дан. - Ковров : [б. и.], 2005 - Ч. 2 : Проектирование в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2005. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 42 с

19 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. - М.: Высшая школа, 1991. - 432 с.

20 Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст] : навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

21 ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления. – Взамен ГОСТ 7.1- 76; Введ. 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 70 с.

Додаток А
(ДОВІДКОВИЙ)

Варіанти компоновання двоступеневих редукторів

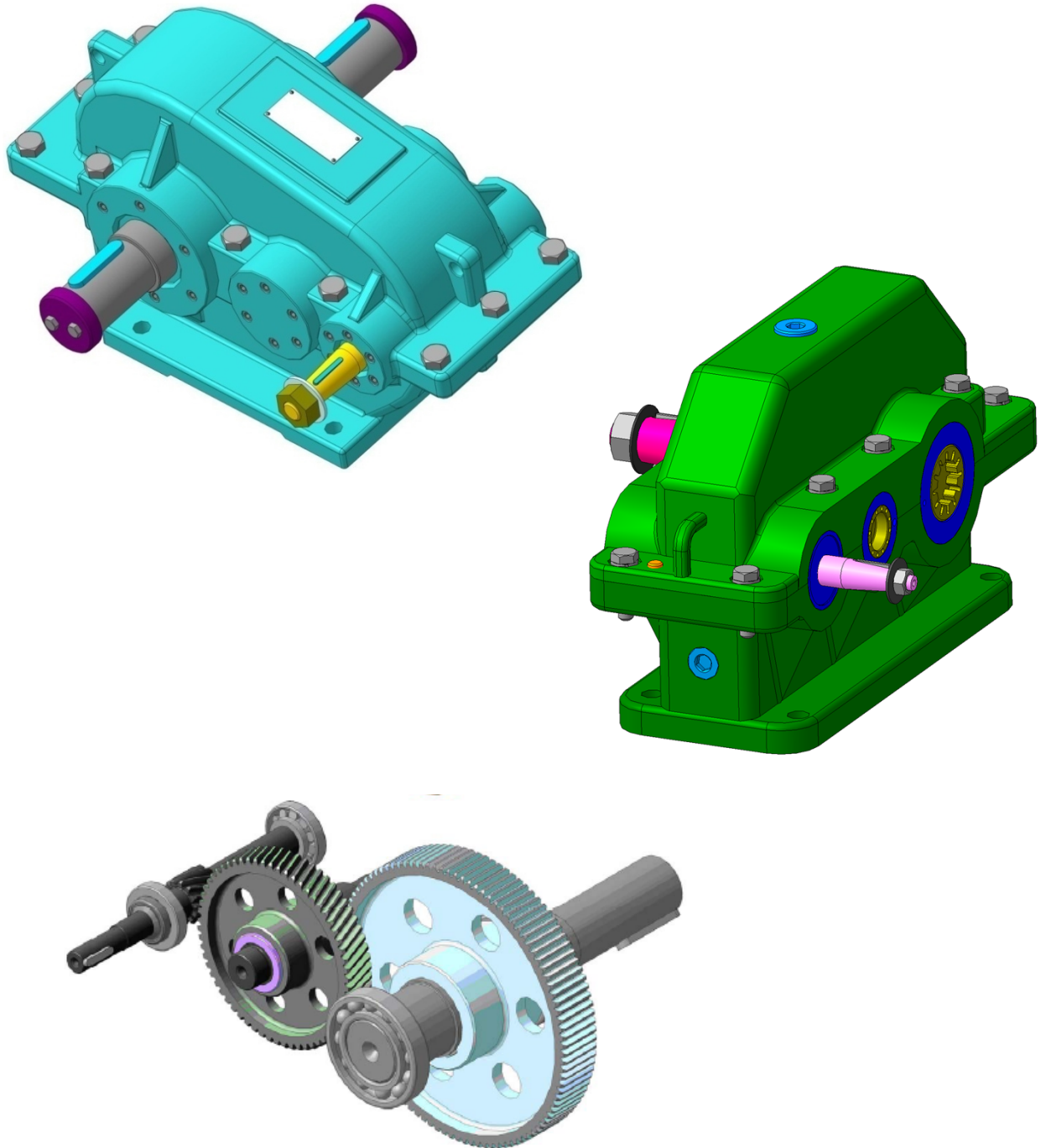


Рисунок А.1 – Циліндричний горизонтальний редуктор (Ц2)

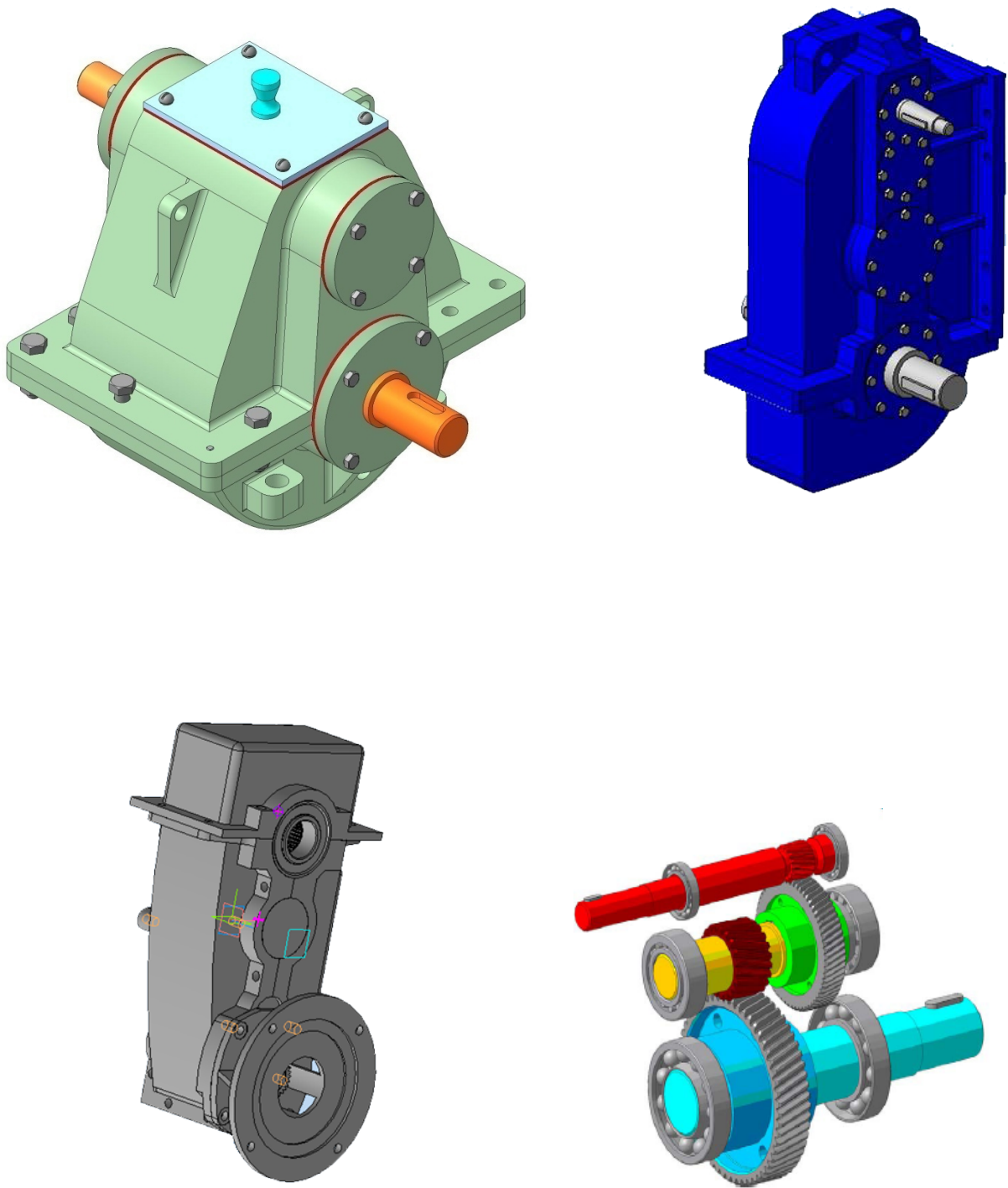


Рисунок А.2 – Циліндричний вертикальний редуктор (Ц2В)

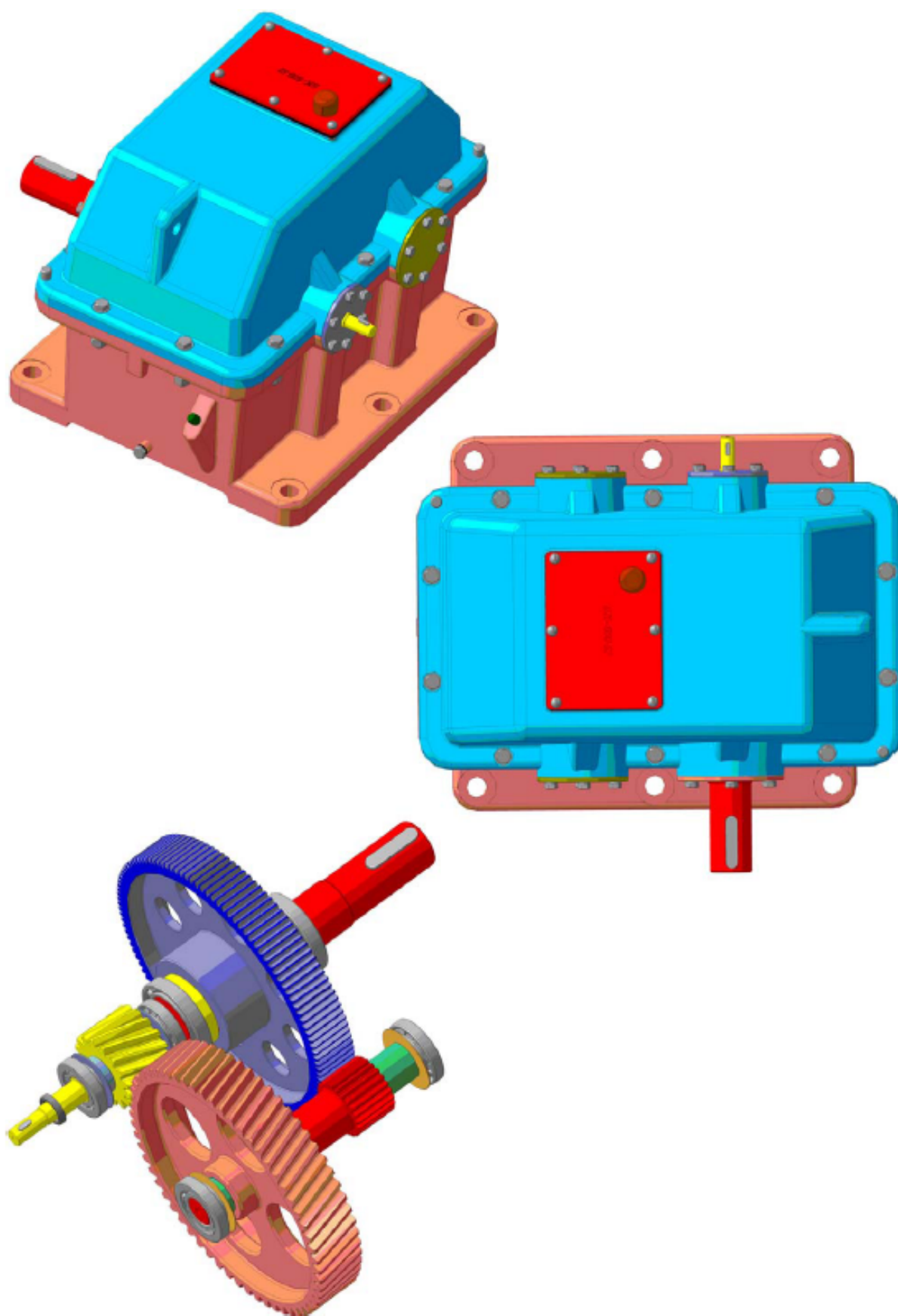


Рисунок А.3 – Циліндричний співвісний редуктор (Ц2С)

Додаток Б
(довідковий)

ККД механічних передач

Таблиця Б.1 - Орієнтовні значення ККД механічних передач та їх елементів

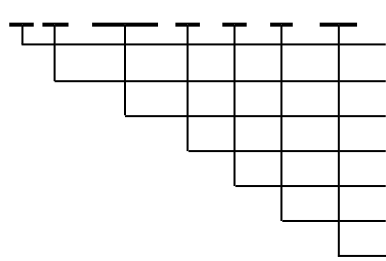
Передача, елемент передачі	Значення ККД
Зубчаста передача циліндрична конічна	0,96...0,98 0,95...0,97
Черв'ячна передача при передаточному числі: $U > 30$ $14 < U < 30$ $8 < U < 14$	0,70...0,80 0,75...0,85 0,80...0,90
Фрикційна передача (відкрита)	0,70...0,80
Пасова передача з пасом плоским клиновим і поліклиновим зубчастим	0,95...0,97 0,94...0,96 0,92...0,98
Ланцюгова передача закрита відкрита	0,95...0,97 0,91...0,93
Муфта з'єднувальна	0,98...0,99
Підшипники кочення (одна пара)	0,990...0,995

Додаток В (довідковий)

Електродвигуни закриті з обдувом серії 4А

Структура умовних позначень типу електродвигуна

4 А ХХХ Х Х Х УЗ



Порядковий номер серії

Рід двигуна (асинхронний)

Висота осі обертання (дві або три цифри)

Розмір для установки по довжині станини

S, M, L

Довжина сердечника статора А або В

Число полюсів 2, 4, 6, 8

Кліматичне виконання, категорія розміщення

Таблиця В.1 - Потужність та частота обертання електродвигунів (марка/ номінальна частота обертання)

Потужність, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв.			
	3000	1500	1000	750
0,75	4A71A2/2840	4A71B4/1390	4A80A6/915	4A90LA8/700
1,1	4A71B2/2810	4A80A4/1420	4A80B6/920	4A90LB8/700
1,5	4A80A2/2850	4A80B4/1415	4A90L6/935	4A100L8/700
2,2	4A80B2/2850	4A90L4/1425	4A100L6/950	4A112MA8/700
3,0	4A90L2/2840	4A100S4/1435	4A112MA6/955	4A112MB8/700
4,0	4A100S2/2880	4A100L4/1430	4A112MB6/950	4A132S8/720
5,5	4A100L2/2880	4A112M4/1445	4A132S6/965	4A132M8/720
7,5	4A112M2/2900	4A132S4/1455	4A132M6/970	4A160S8/720
11,0	4A132M2/2900	4A132M4/1460	4A160S6/975	4A160M8/730
15,0	4A160S2/2940	4A160S4/1465	4A160M6/975	4A180M8/730
18,5	4A160M2/2940	4A160M4/1465	4A180M6/975	-
22,0	4A180S2/2945	4A180S4/1470	-	-
30,0	4A180M2/2945	4A180M4/1470	-	-

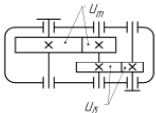
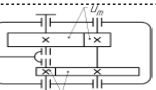
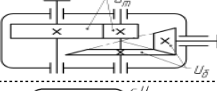
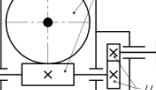
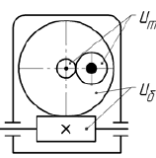
Додаток Г (довідковий)

Передаточні числа редукторів і передач

Таблиця Г.1 - Діапазон передаточних чисел редукторів

Редуктор	Діапазон передаточних чисел	
	рекомендований	граничний
Одноступінчастий:		
- циліндричний	2,0...6,3	1,6...8,0
- конічний	1,0...5,0	1,0...6,3
- черв'ячний	8,0...60,0	8,0...80,0
Двоступінчастий:		
- циліндричний	8,0...40,0	7,1...50,0
- конічно-циліндричний	6,3...31,5	6,3...40,0
- черв'ячно-циліндричний	40,0...250,0	25,0...400,0
- циліндрично-черв'ячний	16,0...160,0	16,0...200,0
- черв'ячний	63,0...2500	63,0...4000

Таблиця Г2 - Двоступінчасті редуктори

Р е д у к т о р	Схема	Передаточне число ступіні	
		U_{III}	U_T
Циліндричний з розгорнутою або роздвоєною схемою		$(1,1 \dots 1,15) \sqrt{U'_{ред}}$	$U_T = \frac{U'_{ред}}{U_{III}}$
Циліндричний співвісний		$1,05 \sqrt{U'_{ред}}$	
Конічно-циліндричний		$0,9 \sqrt{U'_{ред}}$	
Циліндрично-черв'ячний		$\sqrt[5]{U'_{ред}}$	
Черв'ячно-циліндричний		8,0	
при: $U_{ред} < 50$		16,0	
$50 < U_{ред} < 100$		32,0	
$100 < U_{ред} < 100$		63,0	
Черв'ячний		$\sqrt{U'_{ред}}$	

Таблиця Г3 - Передаточні числа зубчастих передач

1-й ряд	1,00	-	1,25	-	1,60	-	2,00	-	2,50	-	3,15
2-й ряд	-	1,12	-	1,40	-	1,80	-	2,24	-	2,80	-
1-й ряд	-	4,00	-	5,00	-	6,30	-	8,00	10,00	-	12,50
2-й ряд	3,55	-	4,50	-	5,60	-	7,10	-	-	11,20	-

Додаток Д
(довідковий)

Вибір матеріалу для виготовлення зубчастих коліс

Таблиця Д.1 Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр заготовки	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ (HRC) [HV]	
					серцевини	поверхні
1	2	3	4	5	6	7
Сталь 45	до 100 100-300 300-500	Нормалізація	590 570 550	300 290 280	187-217	
	60-90 90-120 160-260	Поліпшення	800 780 700	440 390 340	207-238 194-222 180-207	
	-	Гартування об'ємне	900	650	(40-50)	
	-	Гартування СВЧ	750	450	207-238	(45-55)
Сталь 50	до 100 100-300 300-500	Нормалізація	610 590 570	330 300 280	180-220	
	до 200	Поліпшення	790	540	253-310	
	-	Гартування об'ємне	910	650	(41-53)	
	любий	Гарт. СВЧ	760	460	353-310	(50-57)
Сталь 30ХГС	до 80 100-180 180-250	Нормалізація	980 900 780	740 690 640	215-229	
	до 140 150-300	Поліпшення	1080 930	840 740	235-280	
Сталь 35Х	до 80 80-100 100-200	Нормалізація	940 740 690	740 490 440	190-241	
	до 200	Поліпшення	740	490	220-260	
	-	Ціанування	820	790	220-250	(48-66)

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7
Сталь 40Х	до 60	Нормалізація	980	790	200-230	
	100-200		760	490		
	200-300		740	490		
	до 120	Поліпшення	930	690	257-285 243-271 215-248	
	120-150		880	590		
	180-250		780	490		
	-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)	(50-55)
	-	Гарт. СВЧ	740	490	257-285	(48-66)
	-	Ціанування	880	640	257-285	(48-66)
	-	Азотування	840	700	(30-35)	[550-750]
Сталь 40ХН	до 60	Нормалізація	980	790	220-250	
	60-100		840	590		
	100-300		790	570		
	до 150	Поліпшення	930	690	265-295 250-280 235-265	
	150-180		880	590		
	180-250		840	540		
	-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)	
	-	Гарт. СВЧ	790	540	250-280	(51-62)
	-	Ціанування	905	690	250-280	(50-64)
Сталь 50Г	до 150	Нормалізація	840	400	190-229	
	150-400		800	370		
	до 100	Поліпшення	890	600	241-285	
	100-200		830	560		
20Г, 12ХН2, 18Х, 18ХГТ, 20Х	-	Цементация	410	240	(30-35)	(58-63)
	-		450	270		(58-63)
	-		780	590		(53-58)
	-		690	490		(58-63)
	-		980	830		(58-60)
	-		780	640		(54-62)
	-		790	590		(54-62)
38ХМА 40ХФА	-	Азотування	880	740	(30-35)	[700-950]
	-		840	700		[550-750]
25ХГМ 30ХГТ	-	Нітроцементация	860	690	(30-35)	(56-63)
	-		870	680		

Таблиця Д.2 – Механічні характеристики відливок з вуглецевої і легованої сталі

Марка сталі	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ
35Л	Нормалізація	490	270	145-155
40Л		520	290	147-156
45Л		540	310	155-170
50Л		570	330	175-186
55Л		590	340	156-217
35ГЛ	Поліпшення	590	340	174-217
35ХГСЛ		790	590	202-220
35ХНЛ		690	490	219-269
40Г2Л		630	320	190-225

Таблиця Д.3 - Визначення базової границі витривалості сталі

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість зубів		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцевини	поверхні				
Нормалізація, поліпшення	≤ 350		2HB+70	HB+260	2.8 σ_T	2,7HB
Гартування об'ємне	38-50HRC		18HRC+150	500-550		1400
Гартування поверхневе	27-35 HRC	40-50 HRC	17HRC	600-700	40HRC**	1260
Цементация	30-45 HRC	57-62 HRC	23HRC	750-800		1200
Азотування	24-40 HRC	550-750 HV	1.5HV	12HRC*+43		1000

Примітки:

* твердість серцевини зуба

** твердість поверхні зуба

Середнє значення твердості при визначенні базових границь витривалості

$$H = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}$$

Додаток Ж (довідковий)

Коефіцієнти відносної ширини колеса

Методика розрахунків циліндричних зубчастих передач передбачає застосування двох коефіцієнтів відносної ширини колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$ і $\psi_{bd} = b_2/a_w$. Значення цих коефіцієнтів впливають на габарити та масу передачі, але, разом з цим, їх вибір залежить від жорсткості конструкції і твердості поверхні зубів. Коефіцієнт ψ_{ba} входить до формули (3.10) і його значення стандартизовано ГОСТ 2185-66:

0.1; 0.125; 0.16; 0.20; 0.25; 0.315; 0.4; 0.5; 0.63; 0.8; 1.0; 1.25

При виборі ψ_{ba} слід додержуватись такої послідовності:

- по таблиці Ж1 вибрати діапазон значень ψ_{ba} , що рекомендовано;
- по ГОСТ 2185-66 вибрати значення, яке входить у діапазон;
- по формулі $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U \pm 1)$ визначити ψ_{bd} і його значення звірити із значенням $\psi_{bd \max}$ таблиці Ж1.

Якщо $\psi_{bd} > \psi_{bd \max}$ слід вибрати менше стандартне значення коефіцієнта ψ_{ba} і повторити перевірку.

Таблиця Ж.1 – Значення коефіцієнтів відносної ширини колеса

Розташування зубчастих коліс відносно опор	Позначення коефіцієнтів	Твердість поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350$ або H_1 і $H_2 \leq 350$	H_1 і $H_2 > 350$
Симетричне	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ba}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{bd \max}$	1,0...1,25	0,63...0,8
Консольне	ψ_{ba}	0,2...0,25	0,16...0,20
	$\psi_{bd \max}$	0,63...0,71	0,45...0,55

Примітка:

1. Для шевронних коліс при b , що дорівнює сумі напівшевронів, значення ψ_{ba} слід збільшити у 1,3...1,4 рази;

2. При постійних навантаженнях варто приймати більші значення ψ_{ba} ;

3. Для багатоступінчастих редукторів у кожній подальшій ступені приймати значення ψ_{ba} і ψ_{bd} на 20...30% більші чим у попередній.

Додаток 3 (довідковий)

Параметри зубчастих передач. Витяги з Держстандартів

Таблиця 3.1 - Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач по ГОСТ 2185-66

У міліметрах

1-ий ряд	40	50	63	80	100	125	–	160	–	200	–	250
2-ий ряд	–	–	–	–	–	–	140	–	180	–	225	–

1-ий ряд	–	315		400		500		630		800		1000
2-ий ряд	280	–	355	–	450	–	560	–	710	–	900	–

Таблиця 3.2 - Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60

У міліметрах

1-ий ряд	1,0	–	1,25	–	1,5	–	2,0	–	2,5	–	3,0
2-ий ряд	–	1,125	–	1,375	–	1,75	–	2,25	–	2,75	–

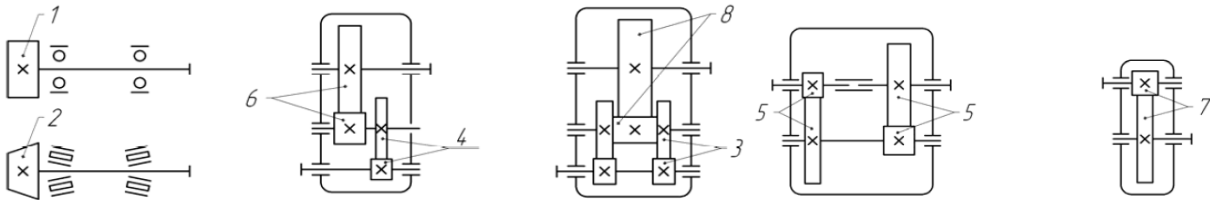
1-ий ряд	–	4	–	5	–	6	–	8	–	10	–	12	–
2-ий ряд	3.5	–	4.5	–	5.5	–	7	–	9	–	11	–	14

Таблиця 3.3 – Ступінь точності зубчастих передач

Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозубі	косозубі	
6-а (підвищена точність)	20	30	Швидкісні передачі, ділильні механізми
7-а (нормальна точність)	12	20	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях
8-а (понижена точність)	6	10	Передачі загального машинобудування
9-а (грубі передачі)	3	5	Тихохідні передачі машин низької точності

Додаток К (довідковий)

Коефіцієнти для розрахунку зубчастих передач



Таблиця К.1 – Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

b/d_1^*	Рівень твердості	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	$HB_2 \leq 350$	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,04	1,02	1,00
	$HRC_2 \geq 40$	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,02	1,01	1,00
0,4	$HB_2 \leq 350$	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,02
	$HRC_2 \geq 40$	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,01
0,6	$HB_2 \leq 350$	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	$HRC_2 \geq 40$	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	$HB_2 \leq 350$	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	$HRC_2 \geq 40$	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	$HB_2 \leq 350$	—	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	$HRC_2 \geq 40$	—	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	$HB_2 \leq 350$	—	—	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	$HRC_2 \geq 40$	—	—	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	$HB_2 \leq 350$	—	—	—	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	$HRC_2 \geq 40$	—	—	—	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	$HB_2 \leq 350$	—	—	—	—	2,80	2,40	2,00	1,60
	$HRC_2 \geq 40$	—	—	—	—	1,90	1,70	1,50	1,30

* Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;

для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$.

Примітка: У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $b/d_1 = 1,073$, то згідно з 5-ю схемою передачі та твердістю «а» з таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді $b/d_1 = 1,2 - 1,0 = 0,2$ і $2,08 - 1,80 = 0,28$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $1,073 - 1,0 = 0,073$. Далі знаходять приріст шуканого параметра, таким чином: $0,073 \cdot 0,28 = 0,102$. І нарешті одержують результат: $1,8 +$

$$0,102 = 1,902.$$

Таблиця К.2 – Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

b/d_1^*	Рівень твердості	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	HB ₂ ≤350	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	HRC ₂ ≥40	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	HB ₂ ≤350	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	HRC ₂ ≥40	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	HB ₂ ≤350	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	HRC ₂ ≥40	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	HB ₂ ≤350	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	HRC ₂ ≥40	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	HB ₂ ≤350	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	HRC ₂ ≥40	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	HB ₂ ≤350	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	HRC ₂ ≥40	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	HB ₂ ≤350	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	HRC ₂ ≥40	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	HB ₂ ≤350	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	HRC ₂ ≥40	–	–	–	–	1,67	1,53	1,38	1,23

*Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$; для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

Примітка: У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

Таблиця К.3 – Коефіцієнт динамічного навантаження

Степінь точності за ГОСТ 1643-81	Твердість поверхон ь зубців	K _{HV}					K _{FV}				
		Колова швидкість зачеплення V, м/с									
		1	2	3	5	10	1	2	3	5	10
6	H ₁ і H ₂ >350HB	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>
		1.01	1.02	1.03	1.06	1.08	1.01	1.02	1.03	1.06	1.08
	H ₁ і H ₂ ≤350HB	<u>1.03</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.16</u>	<u>1.32</u>	<u>1.06</u>	<u>1.12</u>	<u>1.19</u>	<u>1.32</u>	<u>1.64</u>
		1.01	1.03	1.04	1.06	1.13	1.03	1.05	1.08	1.13	1.26
7	H ₁ і H ₂ >350HB	<u>1.02</u>	<u>1.05</u>	<u>1.08</u>	<u>1.12</u>	<u>1.25</u>	<u>1.02</u>	<u>1.05</u>	<u>1.07</u>	<u>1.12</u>	<u>1.25</u>
		1.01	1.02	1.03	1.05	1.10	1.01	1.02	1.03	1.05	1.10
	H ₁ і H ₂ ≤350HB	<u>1.04</u>	<u>1.08</u>	<u>1.12</u>	<u>1.20</u>	<u>1.40</u>	<u>1.08</u>	<u>1.16</u>	<u>1.24</u>	<u>1.40</u>	<u>1.80</u>
		1.02	1.03	1.05	1.08	1.16	1.03	1.06	1.09	1.16	1.32
8	H ₁ і H ₂ >350HB	<u>1.03</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.15</u>	<u>1.30</u>	<u>1.03</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.15</u>	<u>1.30</u>
		1.01	1.02	1.03	1.06	1.12	1.01	1.03	1.04	1.06	1.12
	H ₁ і H ₂ ≤350HB	<u>1.05</u>	<u>1.10</u>	<u>1.15</u>	<u>1.24</u>	<u>1.48</u>	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>	<u>1.30</u>	<u>1.48</u>	<u>1.96</u>
		1.02	1.04	1.06	1.10	1.19	1.04	1.07	1.11	1.19	1.38
9	H ₁ і H ₂ >350HB	<u>1.03</u>	<u>1.07</u>	<u>1.10</u>	<u>1.17</u>	<u>1.35</u>	<u>1.03</u>	<u>1.07</u>	<u>1.10</u>	<u>1.17</u>	<u>1.35</u>
		1.01	1.05	1.06	1.07	1.14	1.01	1.03	1.04	1.07	1.14
	H ₁ і H ₂ ≤350HB	<u>1.06</u>	<u>1.11</u>	<u>1.16</u>	<u>1.28</u>	<u>1.56</u>	<u>1.11</u>	<u>1.22</u>	<u>1.33</u>	<u>1.56</u>	-
		1.02	1.05	1.07	1.11	1.22	1.04	1.08	1.13	1.22	1.45

Примітка: У чисельнику значення коефіцієнтів для прямозубих коліс у знаменнику – для косозубих.

Таблиця К.4 – Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами

Колова швидкість v , м/с	Ступінь точності	K_{Ha}	K_{Fa}
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Понад 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,1	1,3
Понад 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,4

Таблиця К.5 – Коефіцієнт точності виготовлення коліс передачі K_{Fa}

Ступінь точності	6-й	7-й	8-й	9-й
K_{Fa}	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблиця К.6 – Коефіцієнт форми зуба циліндричного зубчастого зачеплення Y_{Fi}

Еквівалентне число зубців Z_E	Коефіцієнт зміщення колеса										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,46
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Примітка:

1. Для визначення коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $z_{vi} = 33$, а коефіцієнт зміщення $x = +0,2$, то в даній таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді, $vi\ z = 40 - 30 = 10$ і $3,58 - 3,62 = -0,04$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $33 - 30 = 3$. Далі обчислюють приріст шуканого параметра: $3 \cdot (-0,4)/10 = -0,012$ і, нарешті, одержують результат: $3,62 + (-0,012) = 3,608$.

2. Для косозубих та шевронних передач коефіцієнт визначається в залежності від еквівалентного числа зубів $Z_E = Z/\cos^3\beta$.

Додаток Л (довідковий)

Результати розрахунку зубчастих передач

Таблиця Л.1 – Геометричний розрахунок циліндричної
зубчастої передачі зовнішнього зачеплення

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} колесо	Ведомое ^{*2} колесо
Исходные данные			
Число зубьев	z_1, z_2	20	80
Модуль, мм	m_n	4	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	b	72	70
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0
Степень точности	—	7-C	7-C
Определяемые параметры			
Передаточное число	u	4	
Межосевое расстояние, мм	a_w	200 ± 0,055	
Делительный диаметр, мм	d	80	320
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	88	328
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	70	310
Начальный диаметр, мм	d_w	80	320
Основной диаметр, мм	d_b	75,175	300,702
Угол зацепления	α_{tw}	20°00'00"	
Контролируемые и измерительные параметры			
Постоянная хорда, мм	\bar{s}_c	5,548 ^{-0,06} _{-0,13}	5,548 ^{-0,12} _{-0,22}
Высота до постоянной хорды, мм	\bar{h}_c	2,99	2,99
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	ρ_s	16,633	57,675
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	ρ_p	2,901	45,531
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	z_{W_T}	3	9
Длина общей нормали, мм	W	30,642 ^{-0,055} _{-0,125}	104,854 ^{-0,11} _{-0,21}

Продовження таблиці Л.1

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} колесо	Ведомое ^{*2} колесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	ρ_w	15,321	52,427
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	ρ_a	22,873	65,503
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного ролика, мм	D	7	7
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	α_D	24°52'07"	21°27'25"
Диаметр окружности, проходящей через центр ролика, мм	d_D	82,859	323,094
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	ρ_m	13,923	55,594
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	M	89,859 ^{-0,163} _{-0,271}	330,094 ^{-0,339} _{-0,53}
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	s_n	6,283 ^{-0,08} _{-0,13}	6,283 ^{-0,12} _{-0,22}
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	x_{min}	-0,17	-3,679
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	ρ_l	1,986	43,028
Условие отсутствия подрезания $\rho_l \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	d_p	75,399	314,188
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	d_{Π}	75,28	312,773
Условие отсутствия интерференции $\rho_l \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	s_{na}	2,78	3,196
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,6	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	θ_p	-4,64462	-1,00941
Коэффициент торцового перекрытия	ε_a	1,691	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1,2	
Коэффициент перекрытия	ε_{γ}	1,691	
Условие отсутствия самопересечения контура выреза зуба	—	выполнено	выполнено

Додаток М (довідковий)

Посадки основних деталей передач

З'єднання	Посадки, що рекомендуються
Зубчасті і черв'ячні колеса на вали; Вінці черв'ячних коліс на центр	$H7/p6$; $H7/r6$
Зубчасті і черв'ячні колеса на вали при важких ударних навантаженнях, в реверсивних передачах	$H7/r6$; $H7/s6$
Стакани під підшипники кочення в корпус; розпірні втулки	$H7/js6$; $H7/k6$; $H7/h7$
Зубчасті колеса при частому демонтажі; муфти; мазеутримуючі кільця	$H7/n6$; $H7/m6$; $H7/k6$
Муфти на вали при реверсивній роботі з великими поштовхами й ударами	$H7/p6$; $H7/r6$
Шків та зірочки на вали	$H7/Js6$; $H7/h6$; $H7/k6$
Кришки підшипників, що кріпляться болтами, в корпус	$H7/h7$
Шків та зірочки при реверсивній роботі з великими поштовхами й ударами	$H7/n6$; $H7/p6$
Внутрішні кільця підшипників кочення на вали	Відхилення вала $k6$
Зовнішні кільця підшипників кочення в корпусі	Відхилення отвору $H7$
Призматичні шпонки: у пазу вала і пазу шестерні при нерухомому з'єднанні: для неревверсивних передач для реверсивних передач при рухомому з'єднанні	$P9/h9$ $Js9/h9$ $P9/h9$ $D10/h9$

Додаток Н
(довідковий)

Приклад оформлення аркушів пояснювальної записки

ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри “Технічна механіка”
доц. _____ О.О. Вершков
“ _____ ” _____ 20__ р.

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»
(назва дисципліни)
на тему: «Привод стрічкового транспортера»
15ТХК.001.000000ПЗ

Студента (ки) _____ курсу _____ КН групи
спеціальності 122 Комп’ютерні науки

(підпис)
Керівник доц., к.т.н.

(підпис)
Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка ECTS _____

Члени комісії _____
(підпис) (ініціали та прізвище)

(підпис) (ініціали та прізвище)

Мелітополь – 20__ рік

Вступ	7
1 Призначення і область застосування привода	8
2 Технічна характеристика привода	8
3 Опис і обґрунтування обраної конструкції	9
4 Кінематичний та силовий розрахунок привода	10
5 Розрахунок зубчастих передач	13
6 Розрахунок валів	24
6.1 Орієнтовний розрахунок валів	24
6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора	25
6.3 Наближений розрахунок веденого вала	26
7 Підбір підшипників	30
8 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок	32
9 Розрахунок системи змащення	34
10 Обґрунтування та вибір посадок	35
Висновок по проекту	36
Список літератури	37

					15.ТХК.000000ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					
Розроб.					Привод стрічкового транспортера		Лім.	Аркуш	Аокушіб
Перев.								1	
							ТДАТУ, ТМ, 41КН		
Н.контр									
Замб.									

Рисунок Н.2 – Оформлення змісту

7 Підбір підшипників

Задача розрахунку. Підібрати підшипники і перевірити їх по динамічній вантажопідйомності.

Вихідні дані:

діаметр валу під підшипники $d = 50$ мм;

реакції в опорах $R_A = 387$ Н; $R_B = 4269$ Н;

частота обертання валу $n = 36,4$ об/хв.;

короткочасні перевантаження 130%.

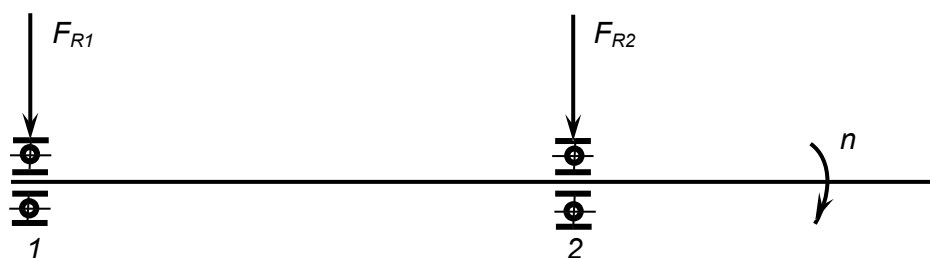


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема

По діаметру валу вибираємо підшипник кульковий радіальний однорядний легкої серії № 210 ГОСТ 8338-75 з динамічною вантажопідйомністю $C = 35100$ Н.

Довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{Q_{\text{екв}}} \right)^p,$$

де p – показник степені, для шарикопідшипників $p = 3$;

$Q_{\text{екв}}$ – приведене навантаження на підшипник;

$$Q_{\text{екв}} = X \cdot V \cdot R_{\text{max}} \cdot k_{\text{б}} \cdot k_{\text{т}},$$

де X – коефіцієнт радіального навантаження, $X = 1$;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця підшипника $V = 1$;

						Арк
Зм.	Арк.	№ док-м	Підп.	Дата		

Рисунок Н.3 – Оформлення наступних сторінок записки

ДОДАТОК О
(довідковий)

Приклади оформлення робочих креслеників

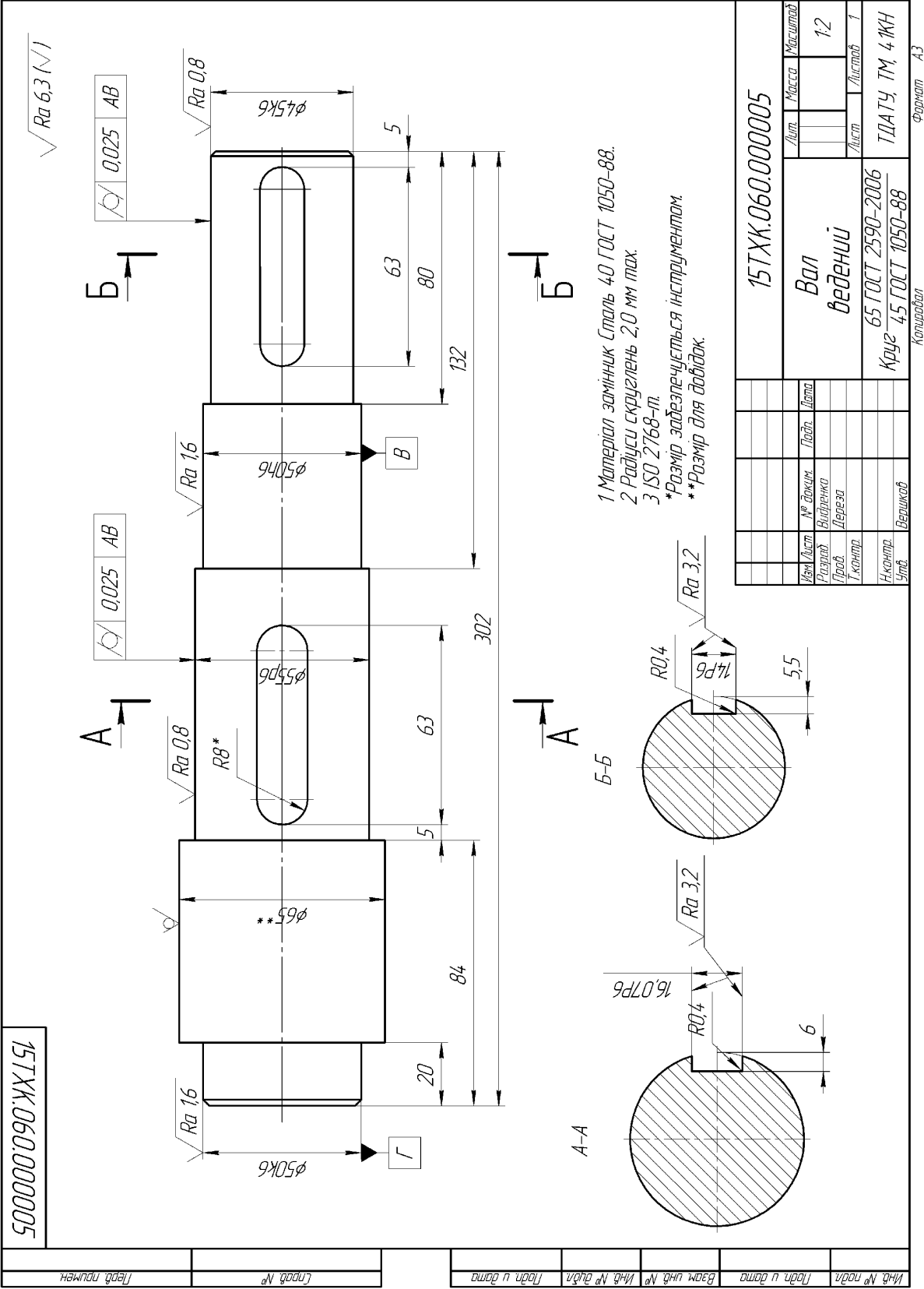


Рисунок О.1 – Робоче креслення вала

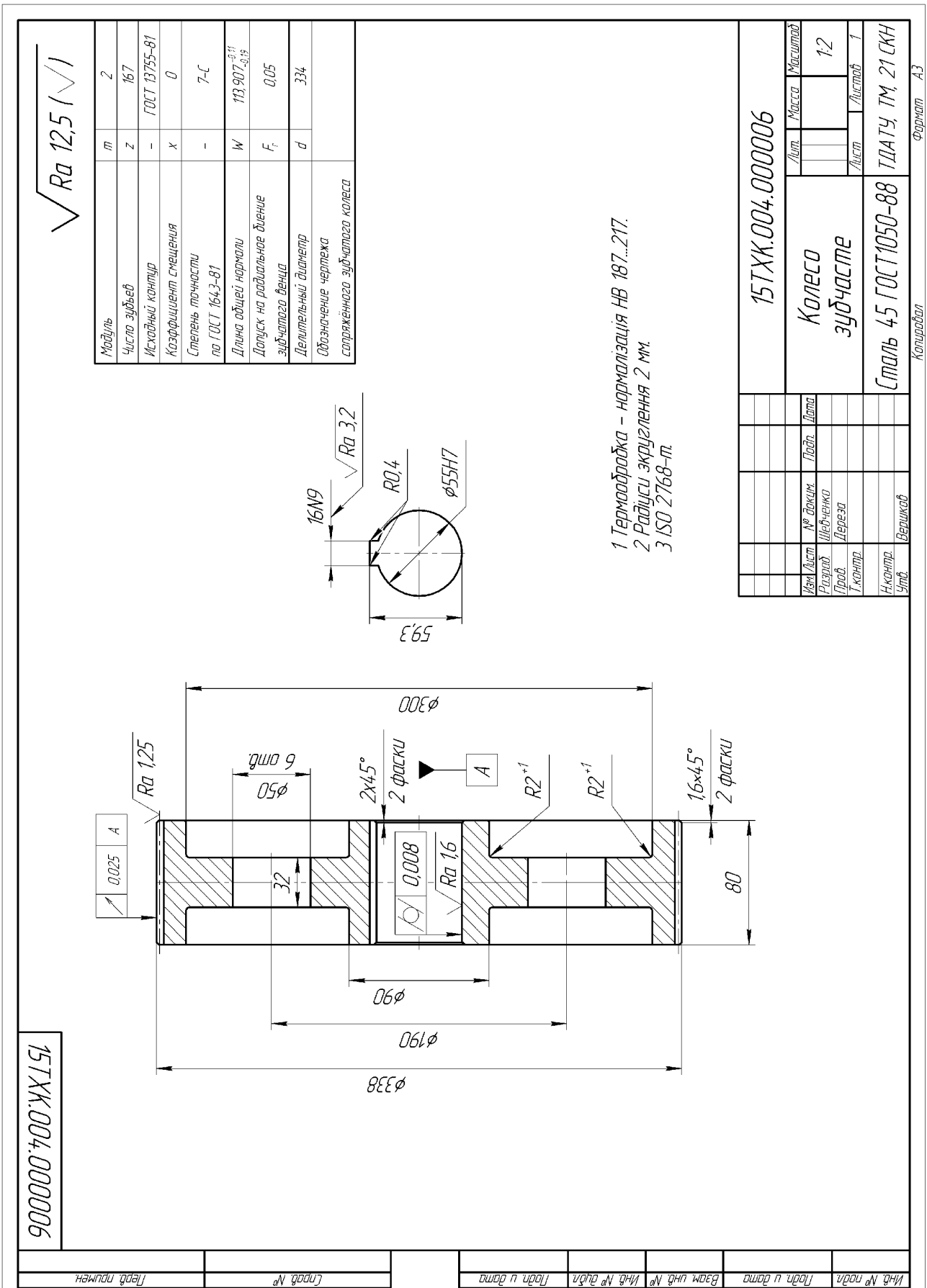
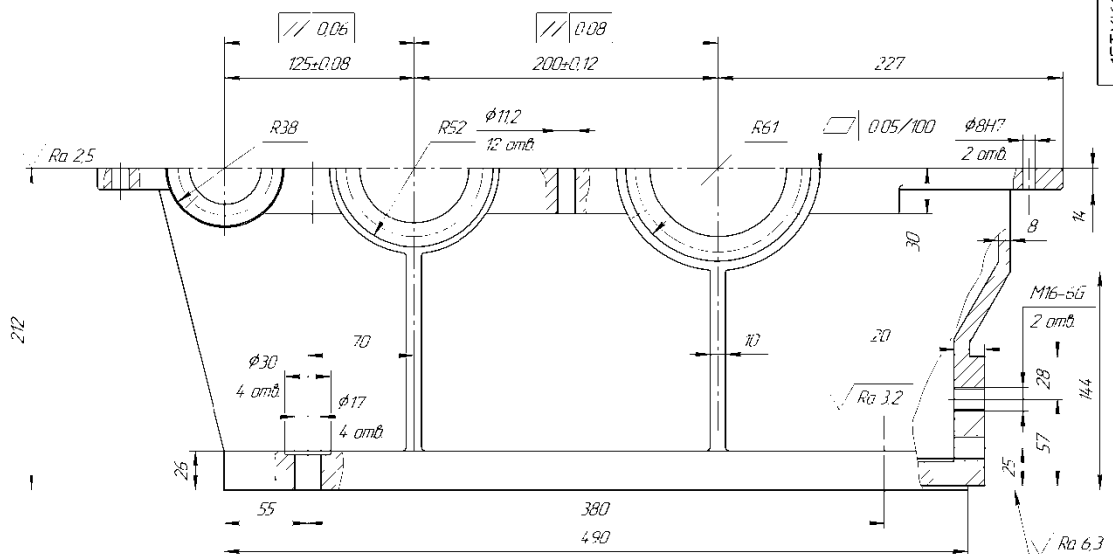
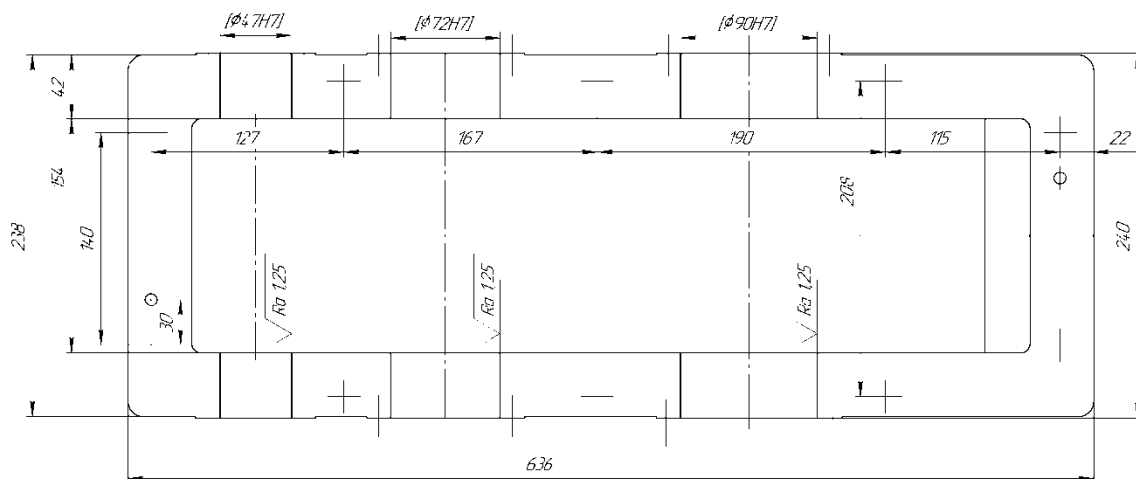


Рисунок О.2 – Робоче креслення колеса

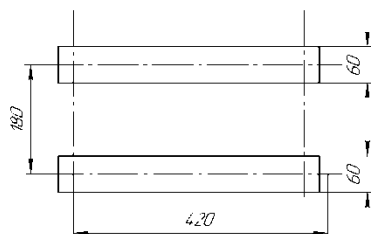
157XK.004.000001



A



A(15)



- 1 Обработка по размерам в квадратных дужках
радиусы разлом з деталлю 157XK.004.000002
- 2 Неказанні лубарні радіуси 4 мм
- 3 ISO 2768-m

157XK.004.000001					
Вид	Лист	№ докум.	Розд.	Лист	Лист
Чертеж	Изменен	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь
Рис.	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь
Контр.	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь
Исполн.	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь
Дата	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь	Деталь
Корпус редуктора					
СЧ20 ГОСТ 14.12-85					
ИДТУ ТМ 21 СМ					
Корпус					
Формат А2					

Рисунок О.3 – Робоче креслення корпусу

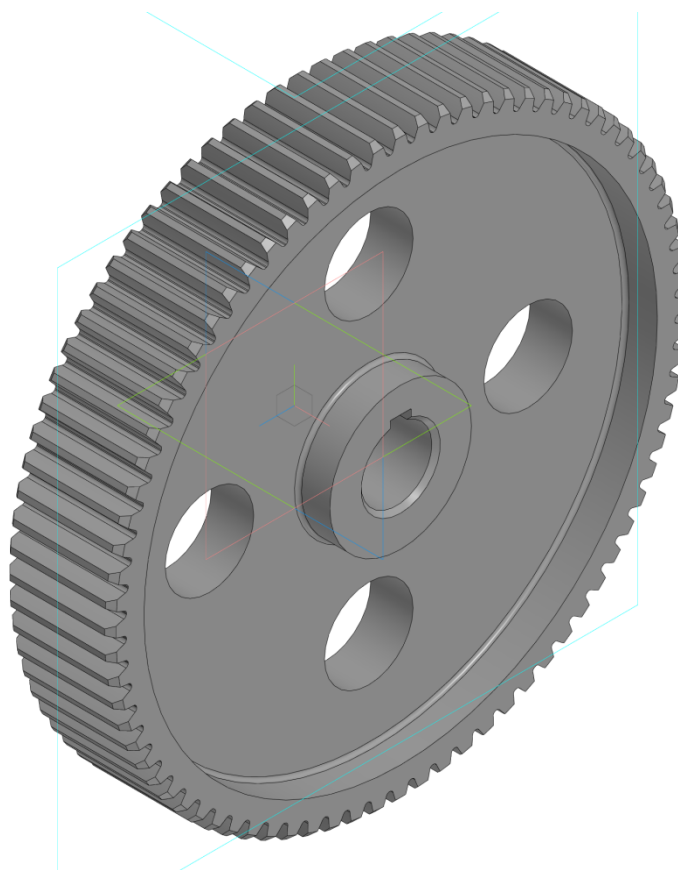
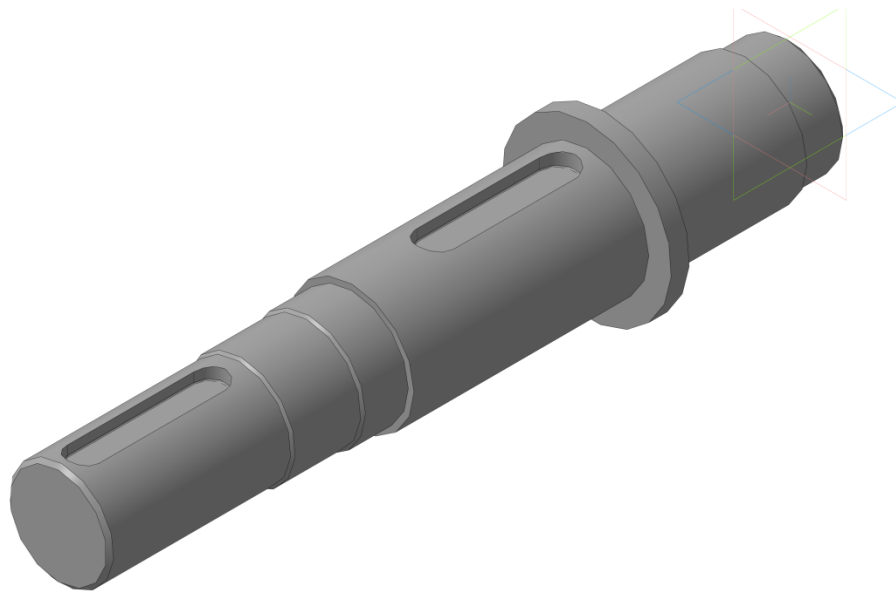


Рисунок О.4 – Моделі вала і зубчастого колеса

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					Документация			
					Сборочный чертеж			
					Сборочные единицы			
			1	15ТХК.001.110000	Редуктор	1		
			2	15ТХК.001.120000	Транспортер	1		
					Детали			
Подп. и дата			5	15ТХК.001.100001	Плита установочная	1		
			6	15ТХК.001.100002	Кожух защитный	1		
			7	15ТХК.001.100003	Кожух защитный	1		
			8	15ТХК.001.100004	Звездочка ведущая	1		
			9	15ТХК.001.100005	Звездочка ведомая	1		
					Стандартные изделия			
Взам. инв. №								
Подп. и дата			12		Болт М10 х 28 ГОСТ 7808-70	4		
			13		Болт М6 х 50 ГОСТ 7808-70	6		
			14		Болт М8 х 50 ГОСТ 7808-70	2		
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	15ТХК.001.100000 СБ		
	Разраб.	Шевченко А.А.						
	Пров.	Дереза О.О.						
	Н.контр.							
	Утв.							
Привод транспортера						Лит.	Лист	Листов
Сборочный чертеж							1	2
						ТДАТУ, ТМ, 41 КН		

Копировал _____ Формат А4

Рисунок О.5 – Оформление спецификации

Навчальне видання

**Дереза Олена Олександрівна
Коломієць Сергій Матвійович**

ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА ТРАНСПОРТЕРА В САПР КОМПАС

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ
з інженерної механіки (деталей машин)**

Навчальний посібник

Надруковано з оригіналів макетів замовника
Підписано до друку 28.03.2019 р. формат 60х84 1/16
Папір офсетний. Наклад 50 примірників
Замовлення № 122

**Виготовлювач ПП Верескун В.М.
Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»
М. Мелітополь, вул. М.Грушевського,10 тел. (0619) 44-45-11**

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виробників
і розповсюджувачів видавничої продукції
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125